

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

(57) [Claim(s)]

[Claim 1] In the car carrying the anti skid system which carries out brake control of the front wheel of a car, or one [at least] right-and-left wheel of a rear wheel independently by fluid pressure A pressure-differential detection means to detect the pressure differential of the fluid pressure for brakes of said left right wheel currently controlled independently at the time of the brake control by this anti skid system, The auxiliary power steering system of the car characterized by having a steering angle calculation means to compute the amendment steering angle of the rear wheel of said car, or a front wheel according to the pressure differential of this fluid pressure for brakes, and the driving means which carries out steering actuation of the rear wheel or front wheel of said car according to this amendment steering angle.

[Claim 2] The pressure differential of said fluid pressure for brakes is the auxiliary power steering system of the car given in the 1st term of a patent claim characterized by detecting and computing said fluid pressure for brakes of right-and-left each ring by the brake pressure sensor.

[Claim 3] The pressure differential of said fluid pressure for brakes is the auxiliary power steering system of the car given in the 1st term of a patent claim characterized by making it detect from the difference of the desired value of said fluid pressure for brakes of right-and-left each ring computed at the time of said brake control.

[Claim 4] The amendment steering angle of said rear wheel or a front wheel is the auxiliary power steering system of the car given in the 1st term of a patent claim characterized by computing from the pressure differential and car rate of said fluid pressure for brakes.

[Claim 5] The auxiliary power steering system of the car given in the 1st term of a patent claim characterized by performing all four brake control of front and rear, right and left of said car independently, and computing said amendment steering angle from the average of the pressure differential of the fluid pressure for brakes of a front wheel, and the pressure differential of the fluid pressure for brakes of a rear wheel.

[Claim 6] The auxiliary power steering system of the car given in the 5th term of a patent claim characterized by stopping steering according to said amendment steering angle, and returning a wheel to a center valve position when the wheel of a side with the high pressure of said fluid pressure for brakes becomes right-and-left reverse with a front wheel and a rear wheel.

[Claim 7] Car assistant ***** given in the 1st term of a patent claim characterized by amending the rear wheel steering angle by which said car has a four-flower steering gear style, and was computed based on said brake control steering gear style according to said amendment steering angle computed from three, the pressure differential and the sign of a pressure differential of said fluid pressure for brakes, and the direction of a steering end angle of a front wheel.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[Industrial Application]

This invention relates to the auxiliary power steering system which amends the car track at the time of braking in an anti skid system loading car.

[Description of the Prior Art]

The rotational speed of each wheel on either side is detected, and the brake pressure concerning a left right wheel changes in the anti skid system loading car equipped with the brake gear which applies damping force to a left wheel and a right wheel independently, respectively with differences in the coefficient of friction μ of the road surface which a left right wheel grounds at the time of the antiskid controls at the time of sudden braking etc. so that it may be shown in the former, for example, JP,58-164460,A. Since it is easy to lock the wheel of a side with this low [μ of a road surface], it is for lowering brake pressure, rolling a wheel and preventing a lock. Conversely, since it is hard to generate a wheel lock compared with a low μ road side, the high μ road-side wheel is controlled by brake pressure higher than a low μ road-side wheel.

[Problem(s) to be Solved by the Invention]

Consequently, in the conventional anti skid system, when sudden braking is carried out on the road surfaces (the so-called crossover way etc.) from which μ of the road surface which a left right wheel grounds differs, a damping force difference arises in a left right wheel, and there is a problem of the yaw moment occurring and being easy to deflect a car track to a high μ road side.

Then, this invention aims at enabling it to brake safely, without deflecting the track of a car, when the car carrying an anti skid system performs sudden braking on the road surface (crossover road surface) from which μ of the road surface which a left right wheel grounds differs.

[Means for Solving the Problem]

In the car carrying the anti skid system to which, as for this invention, the front wheel of a car carries out brake control of one [at least] right-and-left wheel of a rear wheel independently by fluid pressure in order to attain the above-mentioned object A pressure-differential detection means to detect the pressure differential of the fluid pressure for brakes of said left right wheel currently controlled independently at the time of the brake control by this anti skid system, A steering angle calculation means to compute the amendment steering angle of the rear wheel of said car, or a front wheel according to the pressure differential of this fluid pressure for brakes It is considering as the configuration equipped with the driving means which carries out steering actuation of the rear wheel or front wheel of said car according to this amendment steering angle.

[Example]

Hereafter, it explains per [which shows this invention in drawing] example. The configuration of the whole centering on the electronic control circuit 17 of equipment equipped with the four-flower anti skid system is shown in drawing 1 R> drawing. the electromagnetism which generates the electrical-potential-difference pulse of the frequency which is proportional to a rotational frequency according to the revolution of a wheel in this electronic control circuit 17 -- the wheel speed sensor 10 which consists of pickup -- a-10d is connected electrically.

Moreover, the brake pressure sensors 8a-8d which generate the output voltage according to the brake pressure force of each wheel, the rear wheel steering angle sensors 15a and 15b which detect the steering angle of a rear wheel, and the front-wheel steering sensor 16 which detects the end angle of the steering wheel which steers a front wheel are connected electrically.

And an electronic control circuit 17 is equipped with waveform shaping circuit 17b which shapes a wheel

speed sensors [10a-10d] electrical-potential-difference pulse signal in waveform, and is equipped with A/D converter 17c which inputs and carries out A/D conversion of the signal of the brake pressure sensors 8a-8b of a wheel, the signal of the rear wheel steering angle sensors 15a and 15b, and the signal of the front-wheel steering sensor 16 through analog buffer 17i. Moreover, an electronic control circuit 17 is equipped with the microcomputer which consists of common bus 17f which connects output port 17j which outputs the signal which shows the result processed by 17g [of input port] and central processing unit (CPU) 17a, and lead-on memory (ROM) 17d, random-access-memory (RAM) 17e, and CPU17a, and these mutually. [which input the signal shaped in waveform] And according to the output state of output port 17j, the solenoid valves 7a-7d for brake pressure control (2 location solenoid valve) which control the oil pressure of the brake structure of determining the brake force of each wheel, and the solenoid-valve (3 location solenoid valve) 11a-11d exiting coil for rear wheel steering control which controls the oil pressure of a rear wheel steering gear style are equipped with 17h of output circuits which supply an exciting current.

Next, the device and control program are explained about a four-flower antiskid control and steering control of a rear wheel.

First, the configuration of the brake pressure control unit of a wheel is taken to drawing 2, a left front wheel is taken for an example, and it is shown roughly. Between the inlet port of the pump 2 of oil pressure and the deliveries which are driven by the motor 1 in drawing 2, the change-over valve 4 which is reversed to a cut off state and holds between the delivery of a hydraulic pump 2 and inlet port from a free passage condition with the oil pressure of a brake master cylinder 6 at the time of treading in of a brake pedal 5 is formed.

Thereby, oil pressure pumping pressure can be made to follow master cylinder oil pressure. Moreover, the delivery of a hydraulic pump 2 is open for free passage with the wheel cylinder 9 through 2 location solenoid-valve 7a for brake pressure control of three ports. 2 location solenoid-valve 7a maintains the delivery and wheel cylinder 9 of a hydraulic pump 2 at a free passage condition at the time of un-exciting, and, on the other hand, maintains a wheel cylinder 9 and a reservoir 3 at a free passage condition at the time of excitation. In addition, as for 2 location solenoid valve 7, the change of the excitation is controlled by the duty ratio signal Sig1 from an electronic control circuit 17. Moreover, 8a is a brake pressure sensor using the semiconductor pressure sensor which detects the brake pressure which is the oil pressure concerning a wheel cylinder.

Next, the control procedure in an electronic control circuit 17 is explained. That is, an electronic control circuit performs processing and actuation of brake control as shown in drawing 3 with a flow chart 32ms of a fixed period, every [for example,]. Hereafter, the processing actuation for one period is explained in order.

(1) Set up the target oil pressure value P_y of brake pressure for every ring (step 100). The target oil pressure value P_y is set up as follows based on a wheel speed sensors [10a-10d] voltage signal (Sig2 of drawing 2), and the reference value beforehand stored in ROM17d.

That is, P_y is calculated by following the (3) type which considers VW for VB as whenever [wheel speed] whenever [car-body-speed], and makes a parameter K1, K2, K3, K4, WP that can be found from a constant, then (following 1) and following (2) type in K5, respectively, and PMED.

$$WP = K1 \times (VW - VB + K2) + K3 \times (VW - VB) \dots\dots (1)$$

$$PMED = PMED + K4 \times WP \dots\dots (2)$$

$$P_y = PMED + K5 \times WP \dots\dots (3)$$

Here, VB is presumed from VW whenever [wheel speed], or is directly calculated [whenever / car-body-speed] from a sensor etc. whenever [car-body-speed].

And the flag which shows that it is brake controlling by step 101 is set up.

(2) Calculate Pmax and Pmin from the current oil pressure value P_x (step 102). It is the presumed oil-pressure value expected that it is Pmax at the periodic termination event, and it reaches when the command signal which consists of 100% of duty ratios, i.e., a boost command part, is outputted to 2 location solenoid valves 7a-7d, and Pmin is the presumed oil-pressure value expected to be at the periodic termination event and to reach, when 0% of duty ratios, i.e., the command signal which consists only of a part for reduced-pressure headquarters, is outputted to 2 location solenoid valves 7a-7d.

(3) Carry out the size comparison of the target oil pressure value P_y , and Pmax and Pmin (step 103).

(4a) Set it as the duty ratio for creating the command signal which consists duty ratio D of 0%, i.e., a reduced pressure command part, in $P_y \leq P_{min}$ (step 104).

(4a) Set it as the duty ratio for creating the command signal which consists duty ratio D of 100%, i.e., a boost command part, in $P_y \geq P_{max}$ (step 106).

(4c) In $P_{min} < P_y < P_{max}$, ask from the map (a interpolation operation is added if needed.) showing the

relation of P_x and P_y which show duty ratio D in the 4th drawing 4 drawing.

Here, d is a parameter with which the boost time amount in 32ms is expressed a round term, and is set to duty ratio $D=100xd/32$.

In addition, the operation expression instead of a map is expressed with the following formula.

The excitation current pulse based on duty ratio D set up at steps 104, 106 or 108 in the first half of $P_x = (P_y + 0.344d) \times 0.5e0.0217d$ (5) is outputted to 2 location solenoid valves 7a-7d (step 110).

By performing the above processing, the appearance brake pressure force in which slip ratio with each optimal ring becomes is controlled, and an antiskid control is performed to each ring independence.

Next, a right rear wheel is roughly shown for the configuration of the steering control unit of a rear wheel in drawing 5 as an example. This equipment is equipped with the accumulator 14 which accumulates the high voltage which the hydraulic pump 2 driven by the motor 1 generates, and the high voltage oil of an accumulator is supplied to two cylinders of the actuator 12 for rear wheel steering through two 3 port 3 location solenoid valves (solenoid valve for rear wheel steering control) 11c and 11d. Piston 12a of an actuator 12 is slid or held right and left in the state of said two solenoid valves 11c and 11d. Piston 12a is connected with the steering knuckle arm 18, and a wheel 13 rotates right and left by the rectilinear motion of piston 12a. 15b is a steering angle sensor which detects the location of piston 12a of an actuator and acquires the angle of rotation of a rear wheel. In addition, Sig 3 and 4 is the signal which drives a solenoid valves [11c and 11d] exiting coil, and it is outputted from an electronic control circuit 17, and Sig5 is the signal which shows the steering angle of a rear wheel, and it is inputted into an electronic control circuit 17.

Next, rear wheel steering control is explained according to the flow chart shown in drawing 6.

Steps 501-509 shown in the flow chart are performed 8ms of a fixed period, every [for example,].

Hereafter, the processing actuation for a round term is explained in order. First, it judges at step 501 whether it is under [brake control] ***** (said four-flower antiskid control). If it is not among an antiskid control, it progresses to step 502, and based on a front-wheel steering sensor signal or a vehicle speed (computed from wheel speed sensor signal) signal, a rear wheel steering angle will be computed in order to perform well-known rear wheel steering control. This computes a rear wheel steering angle according to the steering angle and the vehicle speed of a front wheel as proposed by JP,60-44185,B. That is, as shown, for example in drawing 10, in the range in which the vehicle speed exceeds the predetermined vehicle speed V_{BN} , a rear wheel is made into a front wheel and equiphase, and a rear wheel steering angle is computed from the front-wheel steering signal and the vehicle speed V_B which bring a **** ratio close to 1 as vehicle speed buildup is carried out. Moreover, the Soka **** of a rear wheel is computed so that a **** ratio may be brought close to -1, as it is made a front wheel and an opposite phase and the vehicle speed decreases, when the vehicle speed is below V_{BN} . And it progresses to step 506 of drawing 6.

Moreover, if it is brake controlling by step 501, it will progress to step 503, and it judges whether absolute value $|\theta_F|$ of the signal of a front-wheel steering sensor, i.e., front-wheel steering end angle θ_F , is smaller than a constant K_1 . K_1 is the constant value beforehand memorized by ROM, and from this value, $|\theta_F|$ should be judged that the front-wheel steering is not steered, when small -- it is set up. It progresses to step 504 at step 503 at the time of $|\theta_F| < K_1$.

Drawing 7 explains this step 504 in detail. At step 601, brake pressure difference $|\Delta P| = |P_{FR} - P_{FL}|$ which starts the wheel of front-wheel right and left from the brake pressure signals P_{FR} and P_{FL} acquired from the signal of the brake pressure sensor of a front wheel is computed, and basic rear wheel steering angle θ_{RSB} which makes this $|\Delta P|$ a parameter at step 602 is computed. An example of the relation between $|\Delta P|$ and θ_{RSB} is shown in drawing 8 (a). In this example, basic rear wheel steering angle θ_{RSB} is enlarged in monotone, so that brake pressure difference $|\Delta P|$ becomes large. However, the guard has started the appearance to which θ_{RSB} does not become large recklessly by θ_{RSB1} .

moreover, $|\Delta P|$ -- **** -- in the small part, the neutral zone ΔP_1 is set up in consideration of the noise etc. Even if it memorizes this relation in the formula, what point of that value may be memorized as a memory map, and whichever is [it may be computed from a interpolation operation or] sufficient as it.

At step 603, vehicle speed amendment **** K_V is computed in order to amend θ_{RSB} by the vehicle speed V_B , and K_V is set up so that it may have a big value (value approaching 1), so that the vehicle speed becomes small, as shown in drawing 8 (b) here. At step 604, final rear wheel steering angle command value θ_{RS} is computed as $\theta_{RS} = K_V \times \theta_{RSB}$. The steering direction of a wheel is steered so that a car may run to a wheel side with lower brake pressure. The road surface on which brake pressure was controlled by said brake control by each ring independence, and the tire of a side with low brake pressure has grounded this has low coefficient of friction μ , and since the yaw moment which is going to turn a car to a high μ road side occurs, it has gone in order to negate this yaw moment. That is, if a rear wheel is steered in an

above-mentioned procedure, the yaw moment which is going to turn a car to a low μ road side can occur, the yaw moment which is going to turn a car to a high μ road side can be negated, and a car can be made to go straight on, although the track of a car will be changed into a high μ road side when not steering a rear wheel.

It progresses to step 505 by $|\theta_F| \geq$ at step 503 of drawing 6 at the time of K1. Here, it progresses to step 505. Here, in consideration of the magnitude and the direction of the yaw moment which are generated by the difference in the road surface μ which a left right wheel grounds, it is amending to rear wheel steering angle θ_{RSN} computed at step 502, and this point differs from step 502. Namely, when the front-wheel steering is cut in the same direction as the yaw moment which is generated according to the brake pressure difference of a left right wheel and which is going to turn a car to a high μ way rule The direction which increases the steering angle of a rear wheel more including the sign (it is negative about forward and an opposite phase in an inphase) of positive/negative (that is, in the case of an inphase) an absolute value -- large -- becoming -- the case of an opposite phase -- an absolute value -- small -- becoming -- moreover, when the front-wheel steering is cut in the above-mentioned yaw moment and the direction of reverse, a steering angle command value common to right and left of a rear wheel is amended in the direction which decrease in number the steering angle of a rear wheel more.

This detailed flow chart is shown in drawing 9. First, rear wheel steering angle θ_{RSN} at the time of non-brake control is computed like step 502 at step 801. Next, although magnitude θ_P of this correction term is computed from left forward right ring brake pressure difference $|\Delta P|$ at step 802, the relation of that $|\Delta P|$ and θ_P is shown in drawing 8 (c) as an example. At step 803, the size of μ of the road surface of the right and left which judge the direction of the steering of a front wheel, and a wheel grounds by step 804 or 805 is presumed, the sign of the steering angle correction term of a rear wheel is determined, and the inphase forward and command value θ_{RSN} which has an opposite phase negative sign are amended (steps 806-809). The real steering angle of a left [sensors / 15a and 15b / rear wheel steering angle] right-rear ring is computed, the rear wheel steering angle commander value and each fruit steering angle which were searched for at step 505 by step 507 are compared, the current value passed in the direction which makes the error small at step 508 to the solenoid valves 11a-11d for rear wheel steering control is computed to drawing 6, and a signal outputs to it at a return step 506 at 17h of output circuits (step 509).

Thus, change of the motion property of the car by the difference in the coefficient of friction μ of the road surface which a left right wheel grounds can be suppressed to the minimum, and a car can be controlled by positioning a rear wheel independently according to the difference of the brake pressure force of a left forward right ring, respectively to stability.

In addition, in an above-mentioned example, although the steering angle of a rear wheel was computed from the brake pressure difference of a left forward right ring, the brake pressure of a left right rear ring may also be taken into consideration. For example, a rear wheel steering angle may be computed from an average value [$|\Delta P_F|$ / left forward right ring brake pressure difference $|\Delta P_F|$ and / left right rear ring brake pressure difference $|\Delta P_R|$]. Moreover, when the signs of ΔP_F and ΔP_R differ, rear wheel steering is not performed, but you may make it return a rear wheel to a center valve position at this time.

Next, as other examples of this invention, the brake control which does not use a brake pressure sensor is explained.

This whole example configuration becomes the thing excluding the brake pressure sensors 8a-8d from the configuration of drawing 1. An electronic control circuit 17 performs processing and actuation as shown in drawing 11 with a flow chart 32ms of a fixed period, every [for example,]. Hereafter, the processing actuation for one period is explained in order like the above-mentioned example by making a left front wheel into an example.

(1) While setting up the target oil pressure value P_y for every ring, set up the flag which shows that it is [brake] under control (step 201). The target oil pressure value P_y is set up as follows based on a wheel speed sensors [10a-10d] voltage signal and the reference value beforehand stored in ROM17a.

That is, P_y is calculated by following the (3) type which considers VW for VB as whenever [wheel speed] whenever [car-body-speed], and makes a parameter K1, K2, K3, K4, WP that can be found from a constant, then (following 1) and following (2) type in K5, respectively, and PMED.

$$WP = K1 \times (VW - VB + K2) + K3 \times (VW - VB) \dots\dots (1)$$

$$PMED = PMED + K4 \times WP \dots\dots (2)$$

$$P_y = PMED + K5 \times WP \dots\dots (3)$$

Here, VB is presumed from VW whenever [wheel speed], or is directly calculated [whenever / car-body-speed] from a sensor etc. whenever [car-body-speed].

(2) Calculate Pmax and Pmin from the current presumed oil pressure value PX (set up like the after-mentioned more nearly indirectly than the target oil pressure value Py) (step 202). It is the ***** value expected that it is Pmax at the periodic termination event, and it reaches when 100% of duty ratios, i.e., the command signal which consists only of a part for boost headquarters, is outputted to 2 location solenoid valves 7a-7d, and Pmin is the presumed oil-pressure value expected to be at the periodic termination event and to reach, when the command signal which consists of 0% of duty ratios, i.e., a reduced-pressure command part, is outputted to 2 location solenoid valves 7a-7d.

(3) Carry out the size comparison of the target oil pressure value Py, and Pmax and Pmin (step 203).

(4a) It is set as the duty ratio for creating the command signal which consists duty ratio D of 0%, i.e., a reduced pressure command part, in $P_y \leq P_{\min}$ (step 204), and let Pmin be the presumed oil pressure value PX (step 205).

(4b) Set it as the duty ratio for creating the command signal which consists duty ratio D of 100%, i.e., a boost command part, in $P_y \geq P_{\max}$ (step 206). Pmax is set to PX (step 207).

(4c) Ask from the map (a interpolation operation is added if needed.) which expresses the relation between PX and Py which shows duty ratio D in the 4th drawing 4 drawing in $P_{\min} < P_y < P_{\max}$, and set to Px Py set up at step 201 (step 209).

Here, d is a parameter with which the boost time amount in 32ms is expressed a round term, and is set to duty ratio $D = 100xd/32$.

In addition, the operation expression instead of a map is expressed with the following formula here.

$P_y = (PX + 0.344d) \times \dots 0.5e0.0217d$ (5) -- the excitation current pulse based on duty ratio D set up at said steps 204, 206 or 208 is outputted to 2 location solenoid valves 7a-7d (step 210).

As by carrying out such processing actuation shows to drawing 12, are the oil pressure of a wheel cylinder 9 temporarily at the control initiation event, are $P_{x0'}$, and even if initial value is P_{x0} , on control If duty ratio $D = di/T$ ($i = 1, 2, \dots$) is set up serially and the excitation current pulse based on this duty ratio D is outputted, according to the passage of time, it will approach in the direction in which the oil pressure on control becomes equal at actual oil pressure.

Thus, each ring of a car controls brake pressure for the business used as the optimal slip ratio, and performs an antiskid control to each ring independence.

Under the present circumstances, about rear wheel steering control of the above-mentioned example, as it replaces with the brake pressure signal (for example, PFR [of drawing 7 step 601], PFL) signal acquired from the brake pressure sensor and the modification flow chart of drawing 7 is shown in drawing 13, this example is substituted for the target oil pressure values P_{yFR} and P_{yFL} of the front wheel used for above-mentioned brake control, and other procedure is the same as that of the above-mentioned example at it. In this case, a brake pressure sensor becomes unnecessary and the merit that a configuration is simplified is obtained.

In addition, the present presumed oil pressure value PX can also be used instead of the target oil pressure value Py as a brake pressure signal.

Although brake control and rear wheel steering control were controlled by one CPU in each above-mentioned example, it is good also as a configuration controlled in an electronic control circuit with respectively separate CPU.

Furthermore, although it was made to steer the rear wheel, two flowers perform brake control independently, and they are independent and you may make it steer it a front in the above-mentioned example for amendment of the front wheel which is performing brake control of a road surface μ , for example by brake control of FR (front-wheel steering rear drive) vehicle in the case of the method which controls by the same brake pressure also as right and left.

[Effect of the Invention]

Since this invention steers the rear wheel or front wheel of a car and he is trying to amend the track of a car according to the brake pressure difference of the left right wheel currently controlled independently at the time of the brake control by the anti skid system as stated above When sudden braking is performed on the crossover way where the coefficient of friction μ of the road surface which a left right wheel grounds differs, the track of a car does not deviate and it has the outstanding effectiveness that it can brake safely.

[Translation done.]

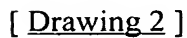
*** NOTICES ***

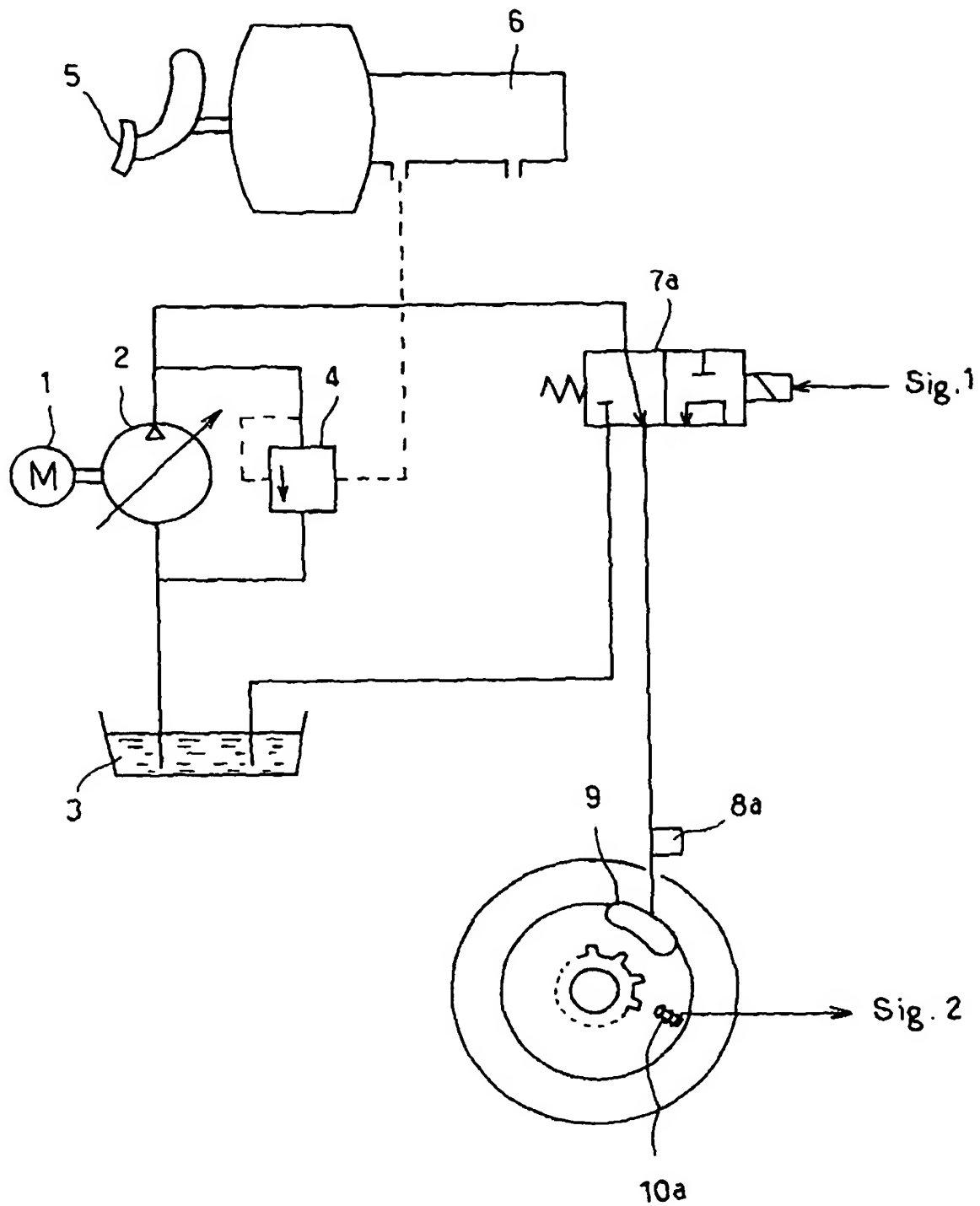
**JPO and NCIPi are not responsible for any
damages caused by the use of this translation.**

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

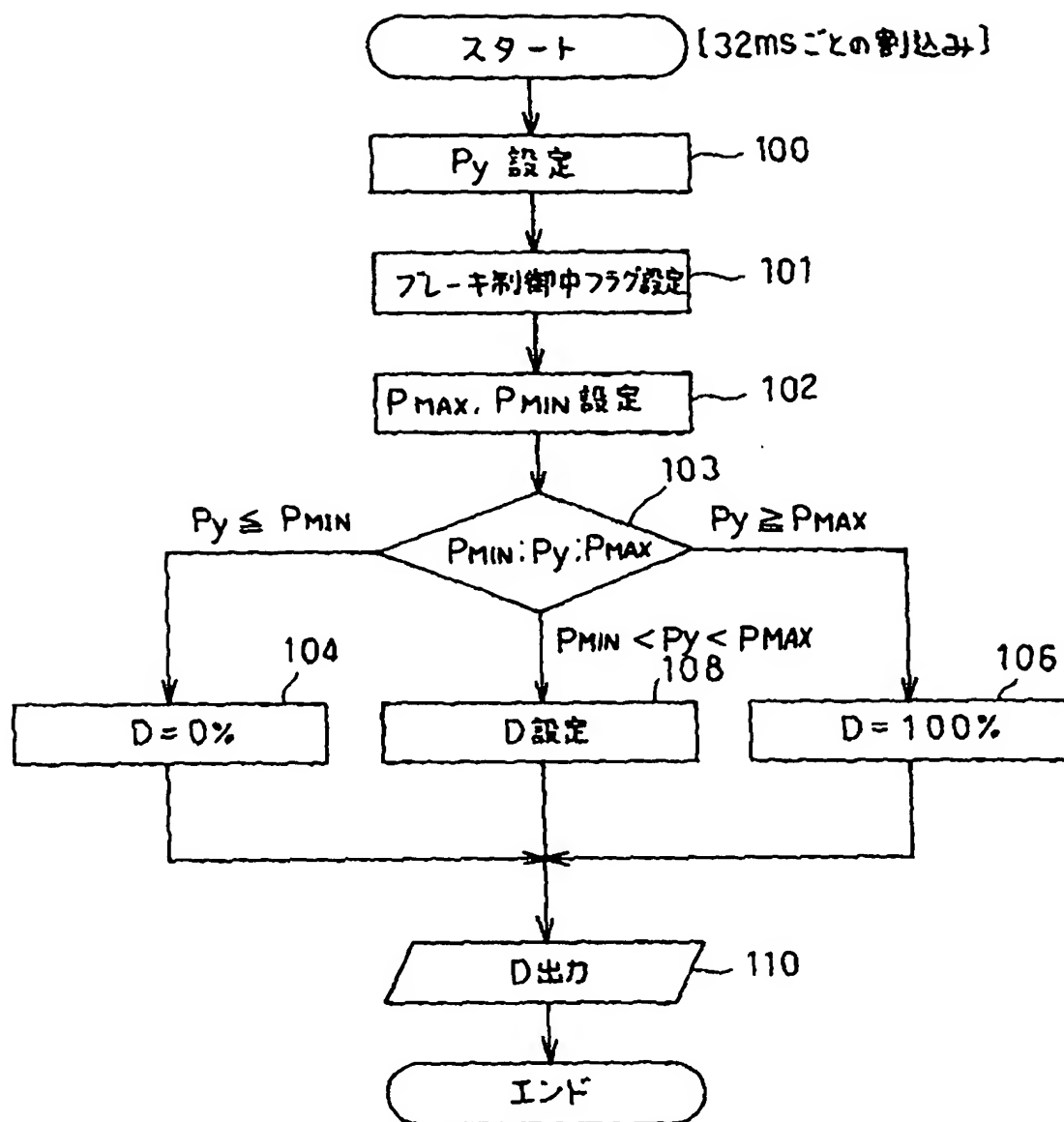
DRAWINGS

[Drawing 1]

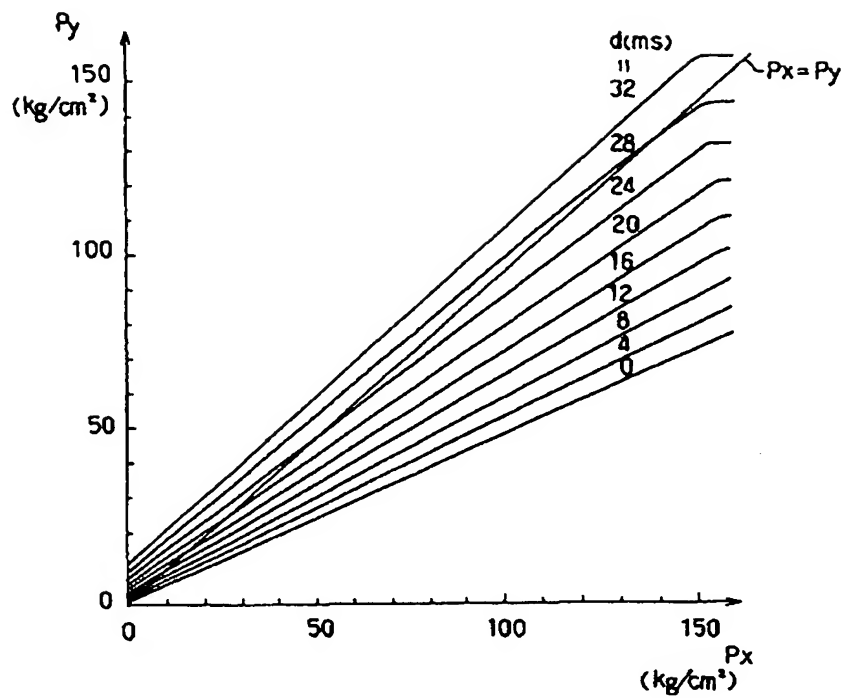




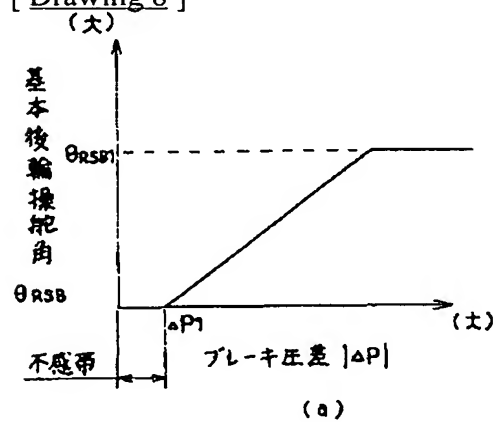
[Drawing 3]



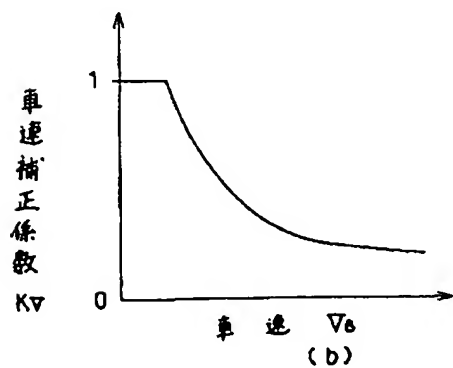
[Drawing 4]



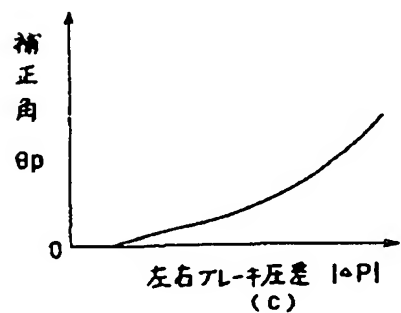
[Drawing 8]



(a)

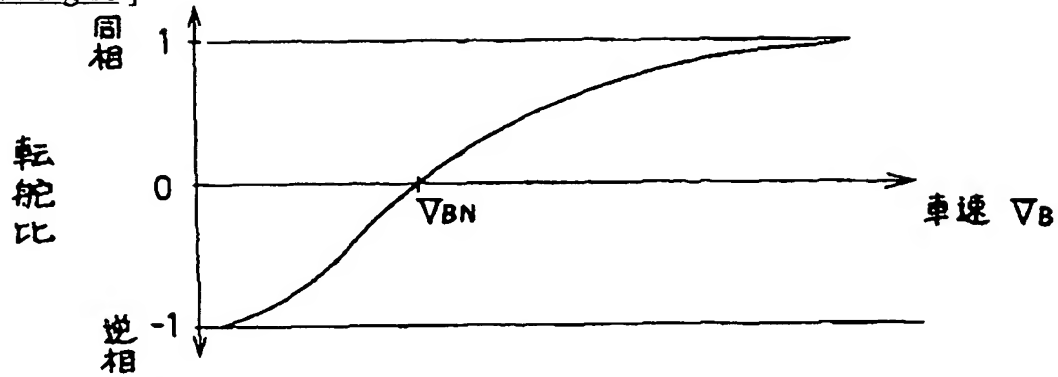


(b)



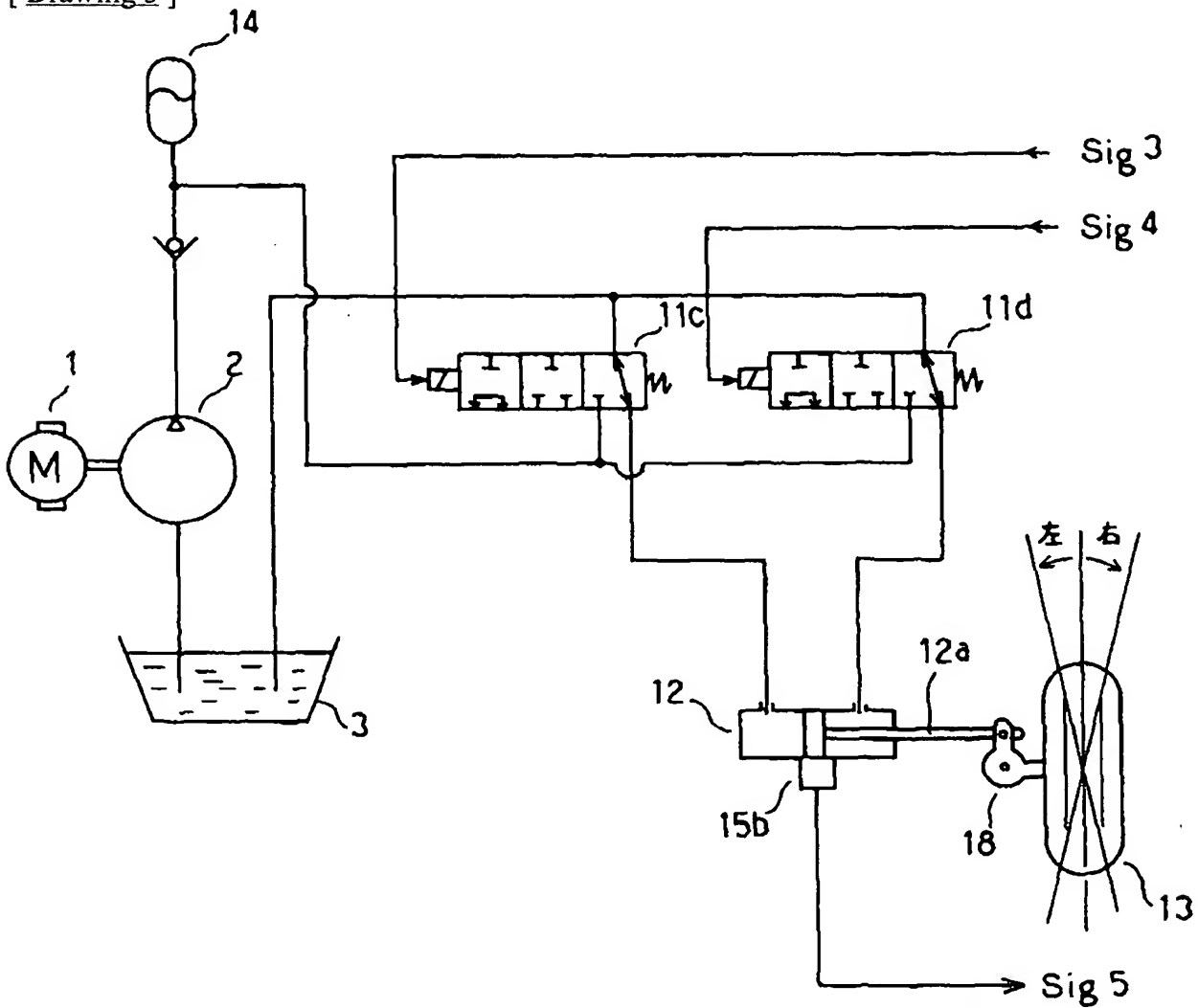
(c)

[Drawing 10]

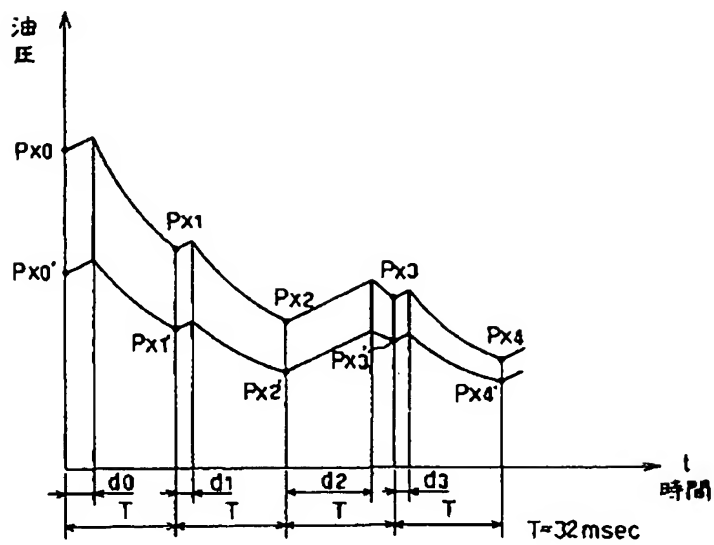


$$\left(\text{転舵比} = \frac{\text{後輪転舵角}}{\text{前輪転舵角}} \right)$$

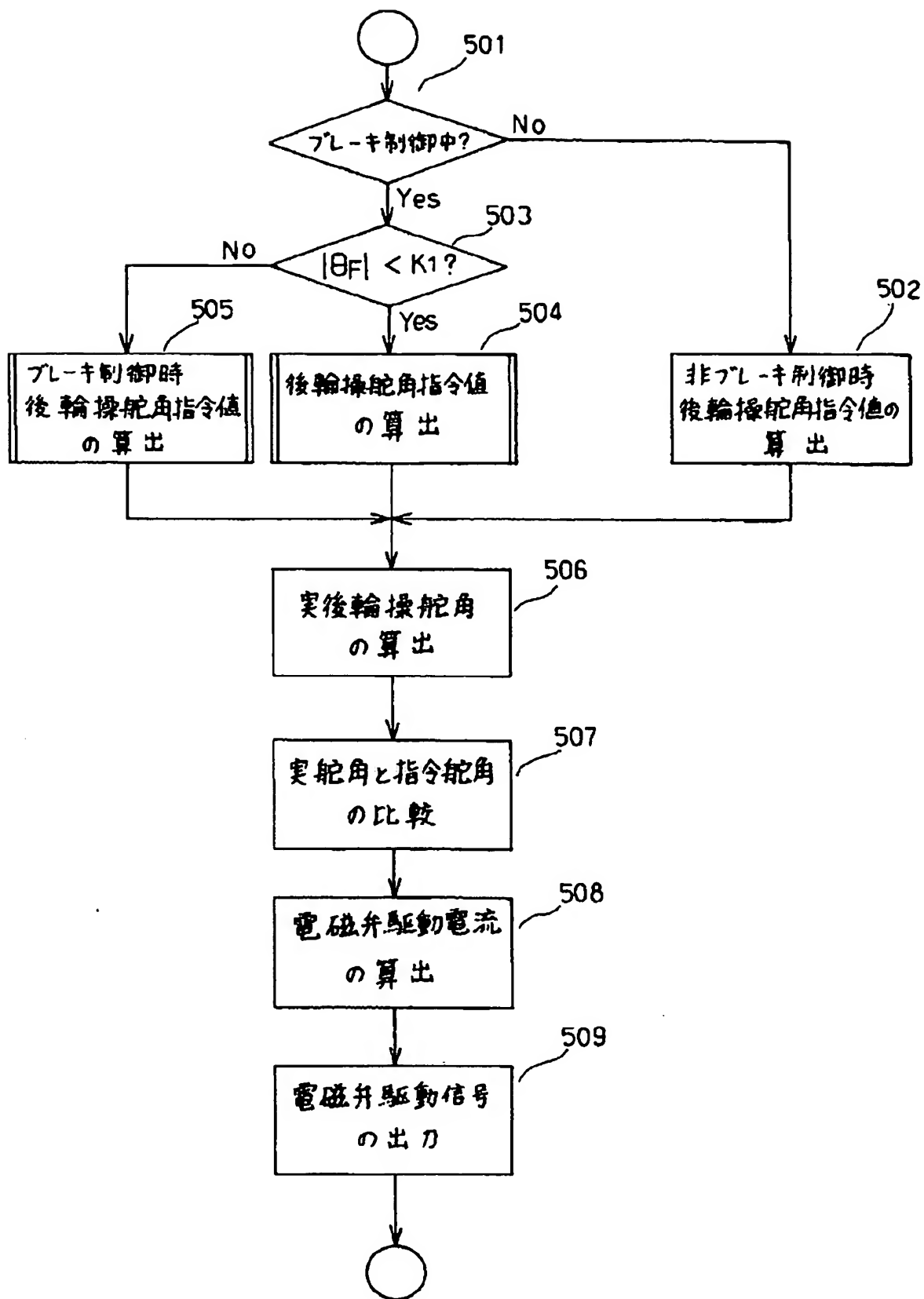
[Drawing 5]



[Drawing 12]

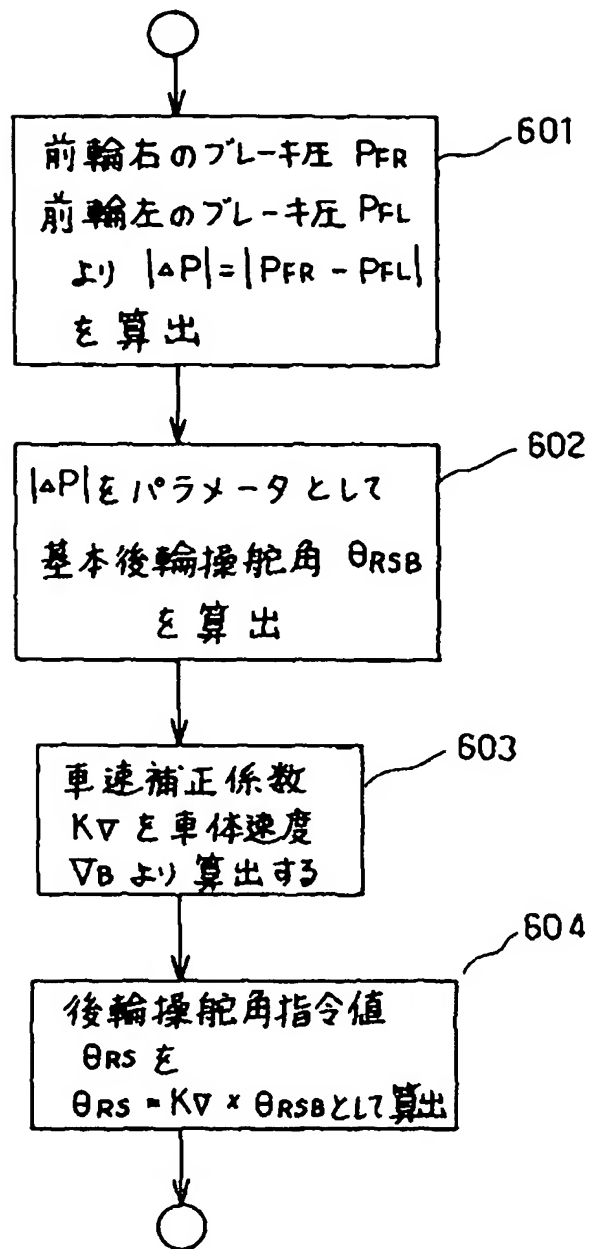


[Drawing 6]

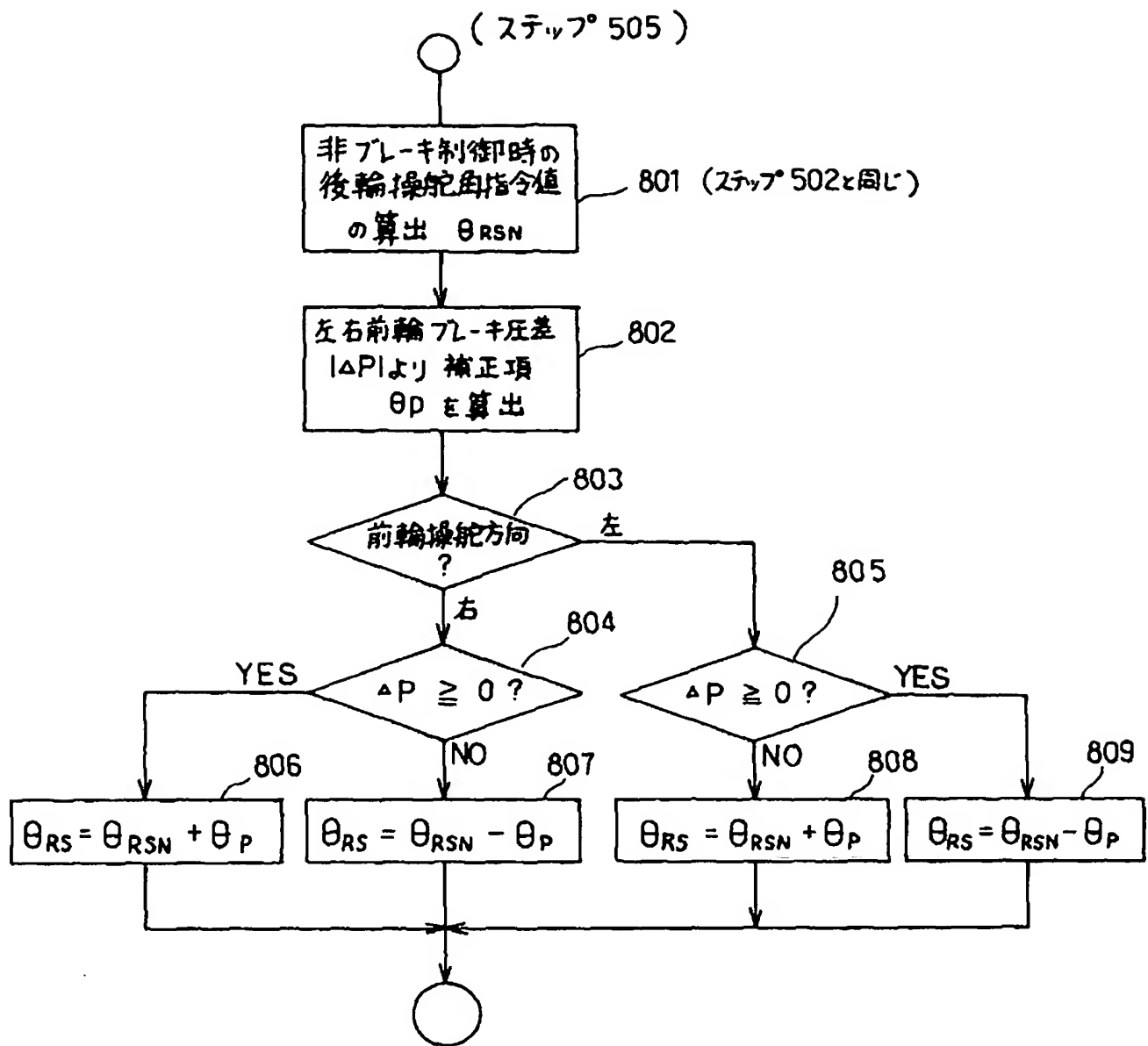


[Drawing 7]

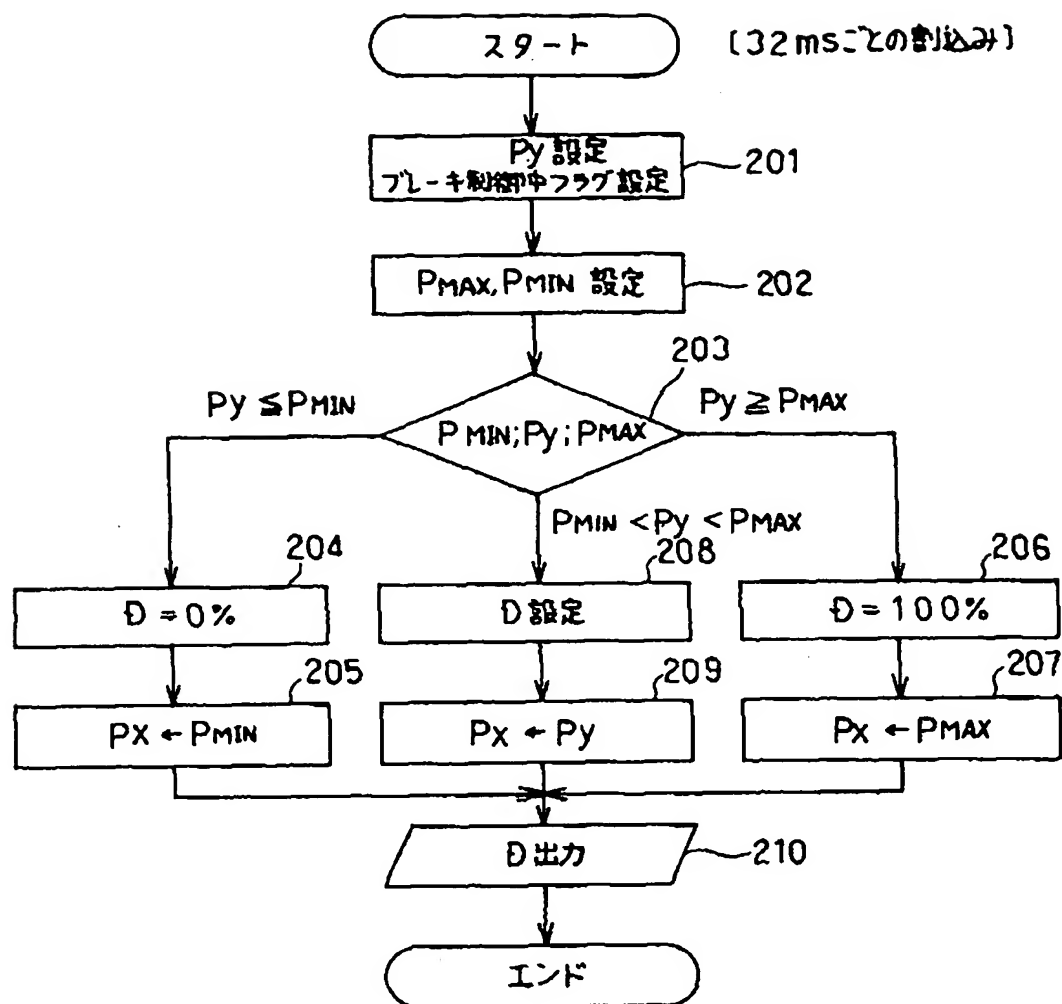
(ステップ 504)



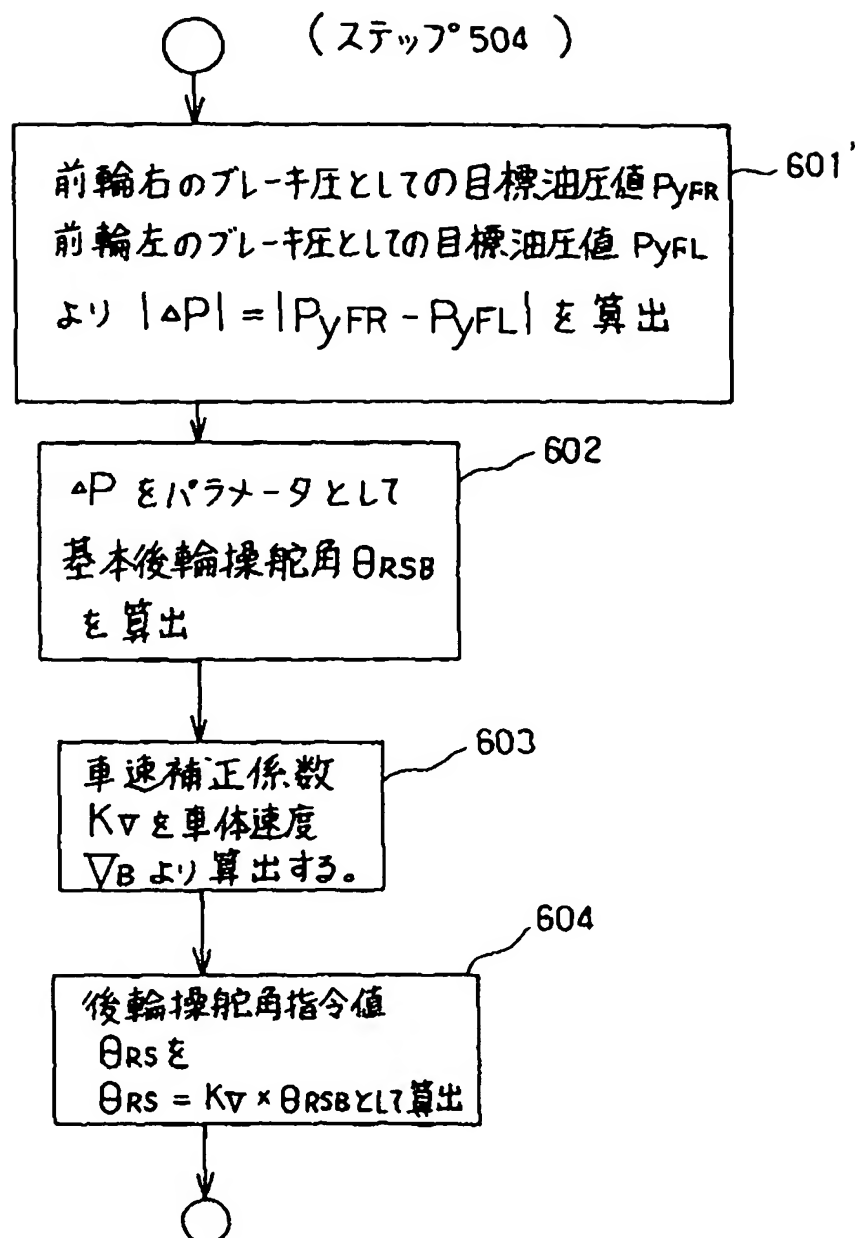
[Drawing 9]



[Drawing 11]



[Drawing 13]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2540742号

(45) 発行日 平成8年(1996)10月9日

(24) 登録日 平成8年(1996)7月25日

(51) Int. Cl. ⁴	識別記号	庁内整理番号	P I	技術表示箇所
B 6 2 D	6/00		B 6 2 D	6/00
B 6 0 T	8/58		B 6 0 T	8/58 A

発明の数 1 (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願昭62-200305

(22) 出願日 昭和62年(1987)8月10日

(65) 公開番号 特開平1-44381

(43) 公開日 平成1年(1989)2月16日

(73) 特許権者 999999999

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 長谷田 哲志

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本

電装株式会社内

(72) 発明者 平岩 伸次

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本

電装株式会社内

(72) 発明者 関嶋 要三

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本

電装株式会社内

(74) 代理人 弁理士 碓水 裕彦 (外1名)

審査官 山口 隆

(56) 参考文献 実開 昭63-76592 (J P, U)

(54) 【発明の名称】 車両の補助操舵装置

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の前輪か後輪の少なくとも一方の左右車輪を液圧によって独立にブレーキ制御するアンチスキッドシステムを搭載した車両において、

このアンチスキッドシステムによるブレーキ制御時に、前記独立に制御している左右輪のブレーキ用液圧の圧力差を検出する圧力差検出手段と、

このブレーキ用液圧の圧力差に応じて前記車両の後輪あるいは前輪の補正操舵角を算出する操舵角算出手段と、この補正操舵角に応じて前記車両の後輪あるいは前輪を操舵駆動する駆動手段とを備えたことを特徴とする車両の補助操舵装置。

【請求項2】 前記ブレーキ用液圧の圧力差は、左右各輪の前記ブレーキ用液圧をブレーキ圧センサにて検出して算出することを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の

2

車両の補助操舵装置。

【請求項3】 前記ブレーキ用液圧の圧力差は、前記ブレーキ制御時に算出された左右各輪の前記ブレーキ用液圧の目標値の差から検出するようにしたことを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の車両の補助操舵装置。

【請求項4】 前記後輪あるいは前輪の補正操舵角は、前記ブレーキ用液圧の圧力差と車両速度から算出することを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の車両の補助操舵装置。

【請求項5】 前記車両の前後左右の四輪ともに独立にブレーキ制御を行い、前輪のブレーキ用液圧の圧力差と後輪のブレーキ用液圧の圧力差との平均値より、前記補正操舵角を算出することを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の車両の補助操舵装置。

【請求項6】 前記ブレーキ用液圧の圧力の高い側の車輪

が前輪と後輪とで左右逆となる場合、前記補正操舵角に応じて操舵を中止して直輪を中立位置へ戻すようにしたことを特徴とする特許請求の範囲第5項記載の車両の補助操舵装置。

【請求項7】前記車両が四輪操舵機構を有し、前記ブレーキ制御操舵機構に基づいて算出された後輪操舵角を、前記ブレーキ用液圧の圧力差と、その圧力差の符号と、前輪のステアリング切り角方向の3つから算出される前記補正操舵角により補正することを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の車両補助操舵装置。

【発明の詳細な説明】

【産業上の利用分野】

本発明は、アンチスキッドシステム搭載車両において制動時の車両進路を補正する補助操舵装置に関するものである。

【従来の技術】

従来、例えば特開昭58-164460号公報に示されるように、左右の各車輪の回転速度を検出して、左輪および右輪にそれぞれ独立に制動力を加えるブレーキ装置を備えたアンチスキッドシステム搭載車両において、急制動時等のアンチスキッド制御時には、左右輪の接地する路面の摩擦係数 μ の違いにより、左右輪にかかるブレーキ圧が異なってくる。これは路面の μ の低い側の車輪はロックしやすいためブレーキ圧を下げて車輪を回転させてロックを防ぐためである。逆に高 μ 路側車輪は低 μ 路側に比べて車輪ロックが発生しにくいため低 μ 路側車輪より高いブレーキ圧で制御されている。

【発明が解決しようとする問題点】

その結果、従来のアンチスキッドシステムでは左右輪の接地する路面の μ が異なる路面（いわゆるまたぎ路等）で急制動した際、左右輪に制動力差が生じ、ヨーモーメントが発生して車両進路が高 μ 路側に偏向しやすいう問題がある。

そこで本発明は、アンチスキッドシステムを搭載した車両が、左右輪の接地する路面の μ が異なる路面（またぎ路面）で急制動を行った場合においても、車両の進路を偏向させることなく、安全に制動できる様にすることを目的とするものである。

【問題点を解決するための手段】

上記目的を達成するために、本発明は、車両の前輪が後輪の少なくとも一方の左右車輪を液圧によって独立にブレーキ制御するアンチスキッドシステムを搭載した車両において、

このアンチスキッドシステムによるブレーキ制御時に、前記独立に制御している左右輪のブレーキ用液圧の圧力差を検出する圧力差検出手段と、

このブレーキ用液圧の圧力差に応じて前記車両の後輪あるいは前輪の補正操舵角を算出する操舵角算出手段と、

この補正操舵角に応じて前記車両の後輪あるいは前輪

を操舵駆動する駆動手段とを備えた構成としている。

【実施例】

以下、本発明を図に示す実施例につき説明する。第1図に、4輪アンチスキッドシステムを備えた装置の電子制御回路17を中心とした全体の構成を示す。この電子制御回路17には、車輪の回転に応じ回転数に比例した周波数の電圧パルスを発生する電磁ピックアップで構成される車輪速センサ10a~10dが電気的に接続されている。

また、各車輪のブレーキ圧力に応じた出力電圧を発生するブレーキ圧センサ8a~8d、後輪の操舵角を検出する後輪操舵角センサ15a、15b、及び前輪を操舵するステアリングホイールの切り角を検出する前輪ステアリングセンサ16が電気的に接続されている。

そして、電子制御回路17は、車輪速センサ10a~10dの電圧パルス信号を波形整形する波形整形回路17bを備え、また車輪のブレーキ圧センサ8a~8bの信号、後輪操舵角センサ15a、15bの信号、及び前輪ステアリングセンサ16の信号をアナログバッファ17iを介して入力し、A/D変換するA/Dコンバータ17cを備える。また、電子制御回路17は、波形整形された信号を入力する入力ポート17a、セントラルプロセッシングユニット（CPU）17a、リードオンメモリ（ROM）17d、ランダムアクセスメモリ（RAM）17e、CPU17aにより処理された結果を示す信号を出力する出力ポート17j、これらを相互に接続するコモンバス17fなどからなるマイクロコンピュータを備える。そして、出力ポート17jの出力状態にしたがって、各車輪のブレーキ力を決定するブレーキ構造の油圧を制御するブレーキ圧制御用電磁弁（2位置電磁弁）7a~7dと後輪操舵機構の油圧を制御する後輪操舵制御用電磁弁（3位置電磁弁）11a~11d、励磁コイルに励磁電流を供給する出力回路17hを備える。

次に、4輪アンチスキッド制御、及び後輪の操舵制御について、その機構及び制御プログラムを説明する。

まず、第2図に車輪のブレーキ圧制御装置の構成を左前輪を例にとって概略的に示す。第2図においてモータ1により駆動される油圧のポンプ2の吸入口と吐出口との間には、ブレーキペダル5の踏込時に、ブレーキマスタシリンダ6の油圧により油圧ポンプ2の吐出口と吸入口との間を連通状態から連断状態に反転、保持する切換弁4が設けられている。これによりマスタシリンダ油圧に油圧ポンプ圧を追従させることができる。また、油圧ポンプ2の吐出口は3ポートのブレーキ圧制御用2位置電磁弁7aを介してホイールシリンダ9と連通している。2位置電磁弁7aは、非励磁時には油圧ポンプ2の吐出口とホイールシリンダ9とを連通状態に保ち、一方、励磁時にはホイールシリンダ9とリザーバ3とを連通状態に保つ。なお、2位置電磁弁7は電子制御回路17よりのデューティ比信号Siqiによりその励磁の切り替えが制御される。また、8aはホイールシリンダにかかる油圧であるブレーキ圧を検出する半導体圧力センサ等を用いたプレ

ブレーキ圧センサである。

次に、電子制御回路17における制御手順について説明する。即ち、電子制御回路は第3図にフローチャートで示すようなブレーキ制御の処理および動作を一定周期例えば32msごとに行う。以下、1周期分の処理動作を順に説明する。

(1) ブレーキ圧の目標油圧値 P_t を各輪毎に設定する(ステップ100)。目標油圧値 P_t は車輪速センサ10a~10dの電圧信号(第2図のSiq2)とROM17d内に予め格納された基準値とにもとづいて次のように設定される。

すなわち、 V_b を車体速度、 V_w を車輪速度とし、また K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 をそれぞれ定数とすれば、下記(1)。

(2) 式から求まる P_{t0}, P_{t10} をパラメータとする下記

(3) 式により P_t を求めるようにする。

$$P_t = K_1 \times (V_w - V_b + K_2) + K_3 \times (V_w - V_b) \quad (1)$$

$$P_{t0} = P_{t10} + K_4 \times P_t \quad (2)$$

$$P_t = P_{t0} + K_5 \times P_t \quad (3)$$

ここで、車体速度 V_b は車輪速度 V_w から推定し、または車体速度センサなどから直接的に求めるようにする。

そして、ステップ101でブレーキ制御中であることを示すフラグを設定する。

(2) 現在の油圧値 P_c から P_{t0}, P_{t10} を求める(ステップ102)。 P_{t0} はデューティ比100%、つまり増圧指令部分のみからなる指令信号を2位置電磁弁7a~7dに出力した場合に、周期終了時点で到達すると予想される推定油圧値であり、 P_{t10} はデューティ比0%、つまり減圧指令部分のみからなる指令信号を2位置電磁弁7a~7dに出力した場合に、周期終了時点で到達すると予想される推定油圧値である。

(3) 目標油圧値 P_t と P_{t0}, P_{t10} とを大小比較する(ステップ103)。

(4a) $P_t \leq P_{t10}$ の場合には、デューティ比Dを0%、つまり減圧指令部分のみからなる指令信号を作成するためのデューティ比に設定する(ステップ104)。

(4a) $P_t \geq P_{t0}$ の場合にはデューティ比Dを100%、つまり増圧指令部分のみからなる指令信号を作成するためのデューティ比に設定する(ステップ106)。

(4c) $P_{t10} < P_t < P_{t0}$ の場合には、デューティ比Dを第4図に示す P_t と P_t との関係を表わすマップ(必要に応じて補間演算を追加する。)から求める。

ここで、dは1周期32msにおける増圧時間を表わすパラメータであり、デューティ比D=100×d/32となる。

なお、マップの代わりにの演算式は次の式で表わされる。

$$P_t = (P_t + 0.344d) \times 0.5e^{0.117d}$$

(5) 前期ステップ104,106または108にて設定されたデューティ比Dにもとづく励磁電流パルスを2位置電磁弁7a~7dに出力する(ステップ110)。

以上の処理を実行することにより、各輪が最適なスリップ率のなる様ブレーキ圧力が制御され、各輪独立にア

ンチスキッド制御が行われる。

次に、第5図に後輪の操舵制御装置の構成を右後輪を例として概略的に示す。この装置は、モータ1により駆動される油圧ポンプ2が発生する高圧を蓄圧するアキュムレータ14を備え、アキュムレータの高圧油は2つの3ポート3位置電磁弁(後輪操舵制御用電磁弁)11c,11dを介して後輪操舵用アクチュエータ12の2つのシリンダに供給される。前記2つの電磁弁11c,11dの状態でアクチュエータ12のピストン12aを左右にスライド、あるいは保持する。ピストン12aはナックルアーム18と連結されており、ピストン12aの直線運動により車輪13が左右に回転する。15bはアクチュエータのピストン12aの位置を検出して、後輪の回転角を得る操舵角センサである。なお、Siq3,4は電磁弁11c,11dの励磁コイルを駆動する信号で、電子制御回路17より出力され、またSiq5は後輪の操舵角を示す信号で、電子制御回路17へ入力される。

次に第6図に示すフローチャートにしたがって後輪操舵制御について説明する。

フローチャートに示したステップ501~509を一定周期、例えば8ms毎に行う。以下、1周期分の処理動作を順に説明する。まず、ステップ501でブレーキ制御中(前記4輪アンチスキッド制御)かどうかを判定する。アンチスキッド制御中でなければ、ステップ502へ進み、公知の後輪操舵制御を行うべく、前輪ステアリングセンサ信号や車速(車輪速センサ信号から算出される)信号に基づき後輪操舵角を算出する。これは、例えば特公昭60-44185号公報で提案されている様に、前輪の操舵角及び車速に応じて後輪操舵角を算出する。即ち、例えば第10図に示す様に、車速が所定の車速 V_{th} を越える範囲では後輪を前輪と同位相にし、かつ車速増大するにしたがい乾舵比を1に近づける前輪ステアリング信号と車速 V_w より後輪操舵角を算出する。また車速が V_{th} 以下の場合には前輪と逆位相にし、かつ車速が減少するにしたがい乾舵比を-1に近づける様に後輪の車加路角を算出する。そして、第6図のステップ506へと進む。

また、ステップ501でブレーキ制御中であればステップ503へ進み、前輪ステアリングセンサの信号、つまり前輪ステアリング切り角 θ_f の絶対値 $|\theta_f|$ が定数 K_1 より小さいかどうか判断する。 K_1 はROMにあらかじめ記憶された定数値で、この値より $|\theta_f|$ が小さい時、前輪ステアリングは操舵されていないと判断されるべき設定されている。ステップ503で $|\theta_f| < K_1$ の時はステップ504へ進む。

このステップ504を第7図により詳しく説明する。ステップ601では前輪のブレーキ圧センサの信号から得られたブレーキ圧信号 P_{r0}, P_{r1} より前輪左右の車輪にかかるブレーキ圧差 $|\Delta P| = |P_{r0} - P_{r1}|$ を算出し、ステップ602でこの $|\Delta P|$ をパラメータとする基本後輪操舵角 θ_{ss0} を算出する。第8図(a)に $|\Delta P|$ と θ_{ss0} の関係の一例を示す。この例では、ブレーキ圧差 $|\Delta P|$ が大き

なる程、基本後輪操舵角 θ_{ss} を単調に大きくしてある。但し、 θ_{ss} がむやみに大きくなれない様に θ_{ss} でガードがかかっている。また、 $|\Delta P|$ が極く小さい部分では、ノイズ等を考慮して不感帯 ΔP_0 が設定してある。この関係は計算式で記憶しておいても、何点かの値をメモリマップとして記憶しておき、補間演算より算出してもどちらでも良い。

ステップ603では車速 V_k による θ_{ss} の補正を行うべく、車速補正係数 K_v を算出するもので、ここでは例えば第8図(b)に示す様に車速が小さくなる程 K_v は大きな値(1に近づく値)を持つように設定してある。ステップ604では最終的な後輪操舵角指令値 θ_{rs} を $\theta_{rs} = K_v \times \theta_{ss}$ として算出する。直輪の操舵方向はブレーキ圧の低い方の直輪側に車両が進行する様に操舵する。これは、前記ブレーキ制御によって各輪独立にブレーキ圧が制御され、ブレーキ圧の低い側のタイヤが接地している路面は摩擦係数 μ が低く、車両を高 μ 路側にまわそうとするヨーモーメントが発生するため、このヨーモーメントを打ち消すために行っている。即ち、後輪を操舵しない場合、高 μ 路側に車両の進路が変えられてしまうが、上述の手順で後輪を操舵すると、車両を低 μ 路側にまわそうとするヨーモーメントが発生し、車両を高 μ 路側にまわそうとするヨーモーメントを打ち消して車両を直進させることができる。

第6図のステップ503で $|\theta_r| \geq K_r$ のときはステップ505へ進む。ここでは、ステップ502で算出する後輪操舵角 θ_{ss} に左右輪の接地する路面 μ の違いにより発生するヨーモーメントの大きさと方向を考慮して補正を行っており、この点がステップ502と違っている。すなわち、左右輪のブレーキ圧差により発生する、車両を高 μ 路側へまわそうとするヨーモーメントと同じ方向に前輪ステアリングが切られていた場合は、後輪の操舵角を正負の符号(同相を正、逆相を負)を含めて、より増大する方向(即ち同相の場合、絶対値は大きくなり、逆相の場合、絶対値は小さくなる)に、また前述のヨーモーメントと逆の方向に前輪ステアリングが切られていた場合は、後輪の操舵角をより減少する方向に後輪の左右共通の操舵角指令値を補正する。

この詳細なフローチャートを第9図に示す。まず、ステップ801で非ブレーキ制御時の後輪操舵角 $\theta_{ss,0}$ をステップ502と同様に算出する。次に、この補正項の大きさ θ_p をステップ802で左右前輪ブレーキ圧差 $|\Delta P|$ より算出するが、その $|\Delta P|$ と θ_p の関係を第8図(c)に一例として示す。ステップ803では前輪のステアリングの方向を判定し、かつステップ804あるいは805で車輪が接地する左右の路面の μ の大小を推定して後輪の操舵角補正項の符号を決定し、同相正、逆相負の符号を有する指令値 $\theta_{ss,n}$ の補正を行っている(ステップ806~809)。第6図に戻りステップ505では、後輪操舵角センサ

15a,15bより左右後輪の実操舵角を算出し、ステップ507でステップ505で求めた後輪操舵角司令値と各実操舵角とを比較し、ステップ508でその誤差を小さくする方向に後輪操舵制御用電磁弁11a~11dへ流す電流値を算出し、出力回路17hに信号を出力する(ステップ509)。

このように、左右前輪のブレーキ圧力の差に応じて後輪をそれぞれ独立に位置決めすることで、左右輪の接地する路面の摩擦係数 μ の違いによる車両の運動特性の変化を最小限に抑えて、車両を安定に制御することができる。

なお、上述の例では、後輪の操舵角は左右前輪のブレーキ圧差から算出していたが、左右後輪のブレーキ圧も考慮しても良い。例えば、左右前輪ブレーキ圧差 $|\Delta P_f|$ と左右後輪ブレーキ圧差 $|\Delta P_r|$ との平均の値から後輪操舵角を算出しても良い。またこの時、 ΔP_f と ΔP_r の符号が異なる場合は後輪操舵を行わず、後輪を中立位置に戻す様にしても良い。

次に本発明の他の実施例として、ブレーキ圧センサを用いないブレーキ制御について説明する。

この実施例の全体構成は第1図の構成よりブレーキ圧センサ8a~8dを除いたものとなる。電子制御回路17は第11図にフローチャートで示すような処理および動作を一定周期、例えば32msごとに行う。以下、左前輪を例として上記実施例と同様に1周期分の処理動作を順に説明する。

(1) 目標油圧値 P_t を各輪毎に設定すると共に、ブレーキ制御中であることを示すフラグを設定する(ステップ201)。目標油圧値 P_t は車輪速センサ10a~10dの電圧信号とROM17a内に予め格納された基準値とにもとづいて次のように設定される。

すなわち、 V_b を車体速度、 V_k を車輪速度とし、また K_0, K_1, K_2, K_3, K_4 をそれぞれ定数とすれば、下記(1)、(2)式から求める $w, P_{t,0}$ をパラメータとする下記(3)式により P_t を求めるようにする。

$$w = K_0 \times (V_b - V_k + K_1) + K_2 \times (V_b - V_k) \dots\dots\dots (1)$$

$$P_{t,0} = P_{t,0} + K_3 \times w \dots\dots\dots (2)$$

$$P_t = P_{t,0} + K_4 \times V_k \dots\dots\dots (3)$$

ここで、車体速度 V_b は車輪速度 V_k から推定し、または車体速度センサなどから直接的に求めるようにする。

(2) 現在の推定油圧値 P_s (後述の如く目標油圧値 P_t より間接的に設定される)から $P_{t,ex}, P_{t,ra}$ を求める(ステップ202)。 $P_{t,ex}$ はデューティ比100%、つまり増圧司令部分のみからなる指令信号を2位電磁弁7a~7dに出力した場合に周期終了時点で到達すると予想される推定油圧値であり、 $P_{t,ra}$ はデューティ比0%、つまり減圧指令部分のみからなる指令信号を2位電磁弁7a~7dに出力した場合に、周期終了時点で到達すると予想される推定油圧値である。

(3) 目標油圧値 P_t と $P_{t,ex}, P_{t,ra}$ とを大小比較する(ステップ203)。

(4a) $P_r \leq P_{r10}$ の場合には、デューティ比 D を0%、つまり減圧指令部分のみからなる指令信号を作成するためのデューティ比に設定し(ステップ204)、 P_{r10} を推定油圧値 P_r とする(ステップ205)。

(4b) $P_r \geq P_{r20}$ の場合には、デューティ比 D を100%、つまり増圧指令部分のみからなる指令信号を作成するためのデューティ比に設定する(ステップ206)。 P_{r20} を P_r とする(ステップ207)。

(4c) $P_{r10} < P_r < P_{r20}$ の場合には、デューティ比 D を第4図に示す R_1 と R_2 の関係を表わすマップ(必要に応じて補間演算を追加する。)から求め、ステップ201にて設定した P_r を R_2 とする(ステップ209)。

ここで、 d は一周期32msにおける増圧時間を表わすパラメータであり、デューティ比 $D = 100 \times d / 32$ となる。

なお、ここでマップの代わりに演算式は次の式で表わされる。

$$R_1 = (P_r + 0.344d) \times 0.5e^{0.117P_r}$$

(5) 前記ステップ204,206または208にて設定されたデューティ比 D にもとづく励磁電流パルスを2位置電磁弁7a~7dに出力する(ステップ210)。

このような処理動作をすることにより、第12図に示すように、仮にホイールシリンダ9の油圧が制御開始時点で P_{r0} であり、かつ制御上において初期値が P_{r0} であっても、デューティ比 $D = d_i / T$ ($i = 1, 2, \dots$) を逐次設定し、このデューティ比 D にもとづく励磁電流パルスを出力してゆくと、経時にしたがって、実際の油圧に制御上の油圧が等しくなる方向に近づく。

このようにして、車両の各輪が最適のスリップ率となる用にブレーキ圧を制御して、各輪独立にアンチスキッド制御を行う。

この際、前述の実施例の後輪操舵制御については、本実施例ではブレーキ圧センサから得ていたブレーキ圧信号(例えば第7図ステップ601の P_{r1} , P_{r2}) 信号に代えて、第13図に第7図の変更フローチャートを示す如く、上述のブレーキ制御に用いる前輪の目標油圧値 P_{r10} , P_{r20} を代用しており、他の処理手順は上記実施例と同様である。この場合、ブレーキ圧センサが不要となり、構成が簡単化されるというメリットが得られる。

なお、ブレーキ圧信号として、目標油圧値 P_r の代わりに現在の推定油圧値 P_r を用いることもできる。

上記の各実施例では、ブレーキ制御と後輪操舵制御を一つのCPUで制御したが、それぞれ別々のCPUを持つ電子制御回路で制御する構成としても良い。

さらに、上述の実施例では、後輪の操舵を行うようにしたが、例えばFR(前輪操舵後輪駆動)車のブレーキ制御で、前2輪は独立にブレーキ制御を行い、左右とも同一のブレーキ圧で制御を行う方式の場合には、独立でブレーキ制御を行っている前輪を路面 μ の補正のために操舵する様にしても良い。

【発明の効果】

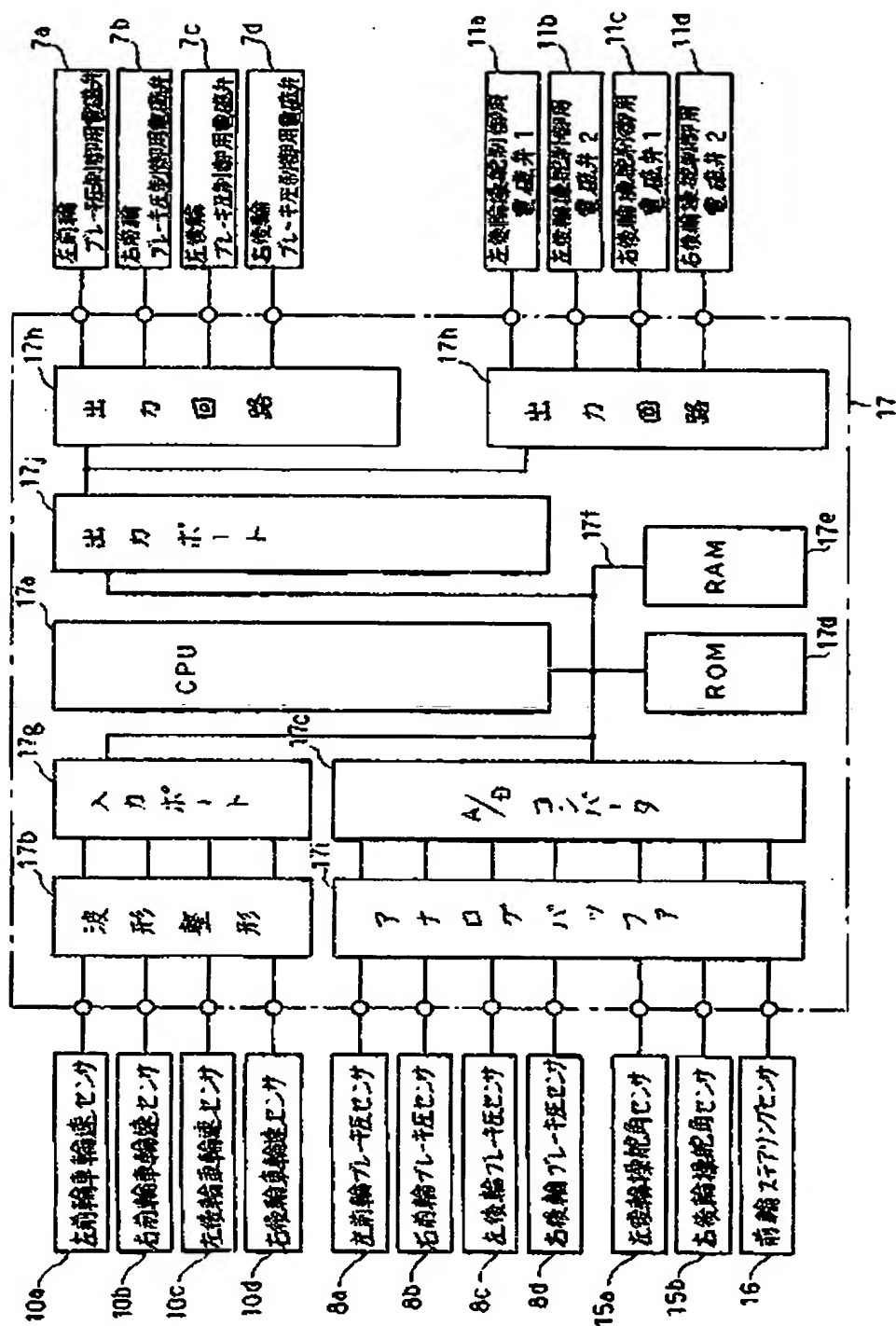
以上述べた如く本発明は、アンチスキッドシステムによるブレーキ制御時に、独立に制御している左右輪のブレーキ圧差に応じて、車両の後輪あるいは前輪を操舵し車両の進路を補正するようにしているので、左右輪の接地する路面の摩擦係数 μ が異なるまたぎ路で急制動を行った場合においても、車両の進路が偏向してしまうことなく、安全に制動できるという優れた効果を有する。

【図面の簡単な説明】

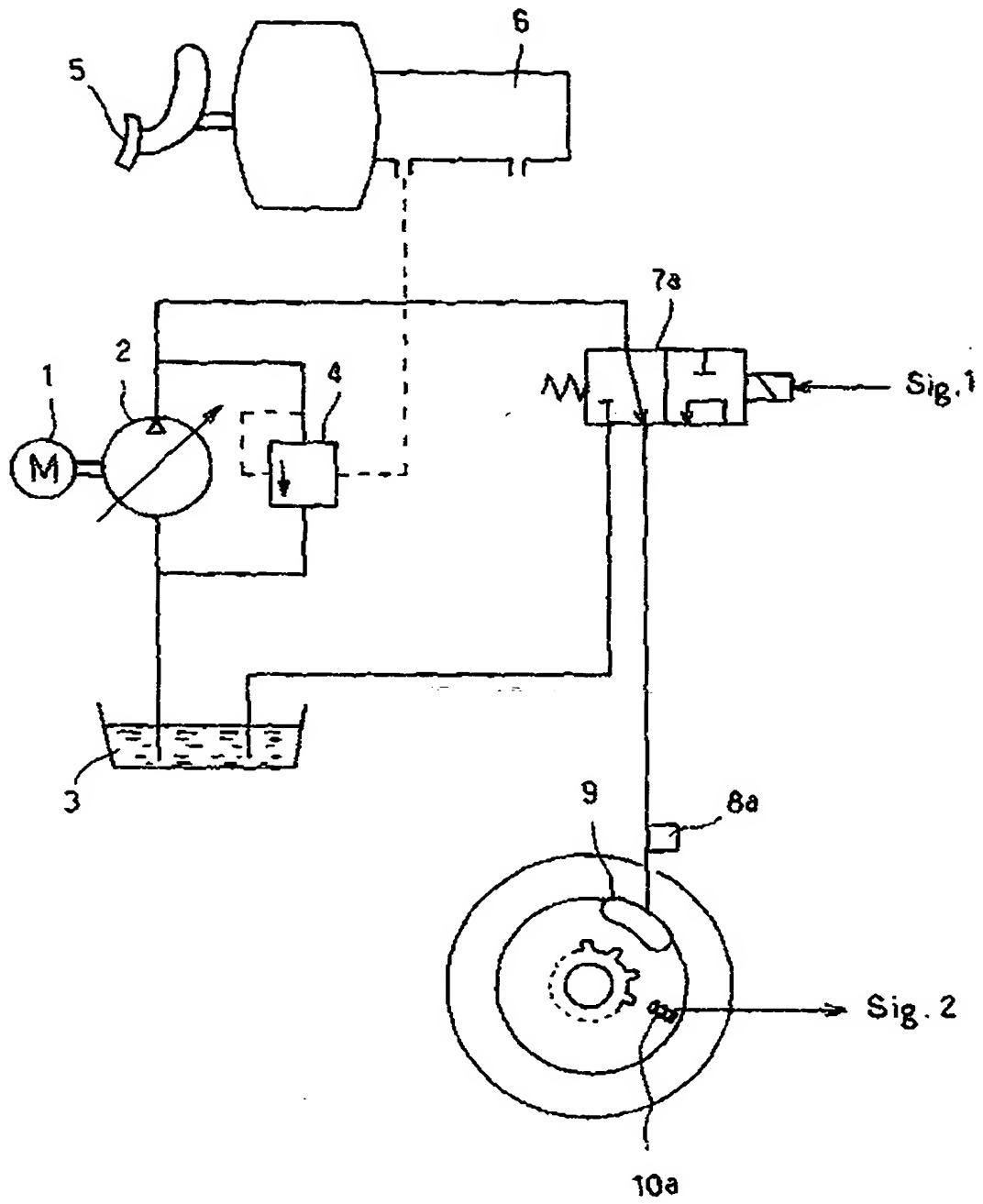
第1図は本発明の一実施例を示す全体構成図、第2図はブレーキ圧制御装置の構成を示す図、第3図はブレーキ制御の処理手順を示すフローチャート、第4図はブレーキ圧制御用電磁弁の駆動デューティ比の特性を示す図、第5図は操舵制御装置の構成を示す図、第6図、第7図、及び第9図は後輪操舵制御の処理手順を示すフローチャート、第8図(a)、(b)、(c)は後輪操舵制御の説明に供する特性図、第10図は車速と舵角比との関係を示す特性図、第11図は本発明の他の実施例におけるブレーキ制御の処理手順を示すフローチャート、第12図は第11図の実施例におけるブレーキ圧制御用電磁弁の駆動デューティ比の特性を示す図、第13図は第11図の実施例における後輪操舵制御の処理手順を要部を示すフローチャートである。

2……油圧ポンプ、6……マスタシリンダ、7a~7d……ブレーキ圧制御用電磁弁、8a~8b……ブレーキ圧センサ、9……ホイールシリンダ、10a~10d……直輪速センサ、11a~11d……操舵制御用電磁弁、12……操舵用アクチュエータ、13……車輪、15a,15b……操舵角センサ、16……ステアリングセンサ、17……電子制御回路、17a……CPU、17d……ROM、17e……RAM

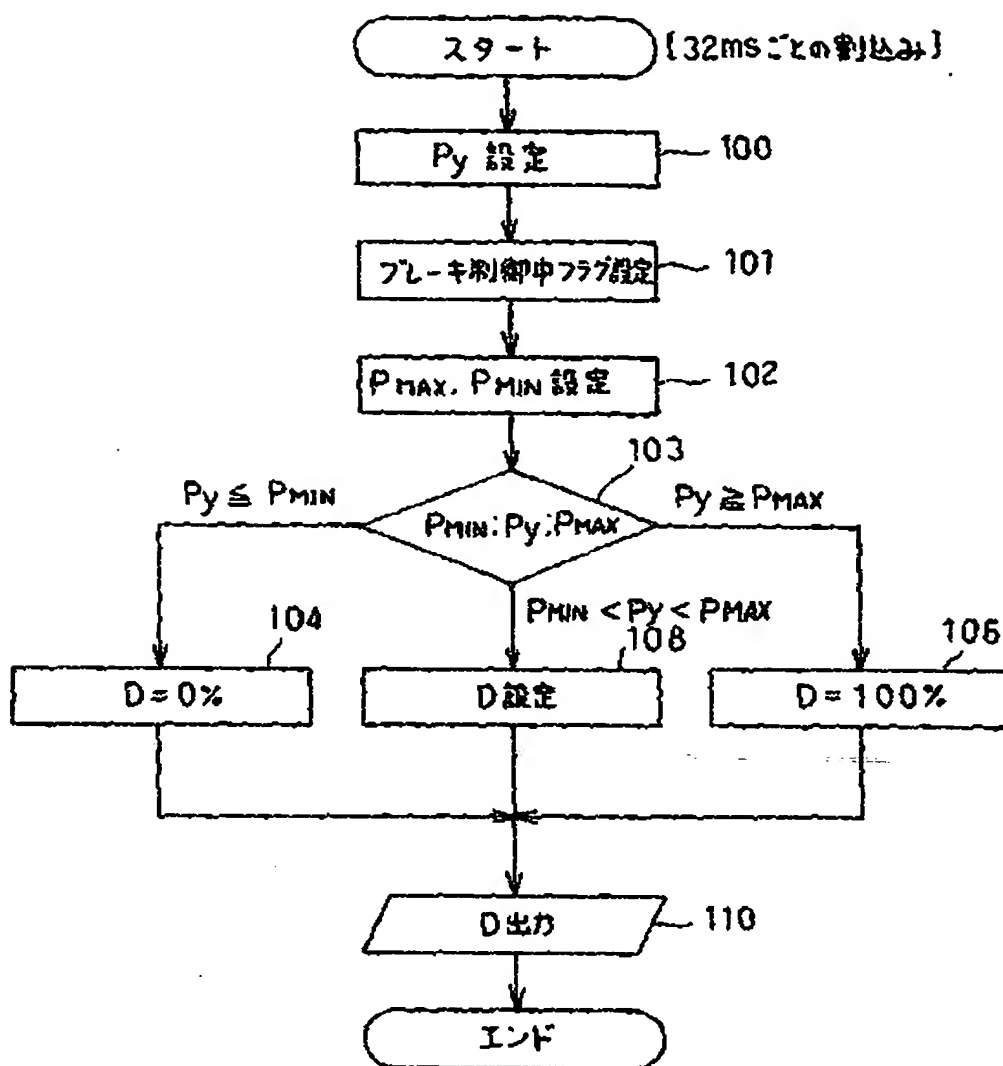
【第1図】



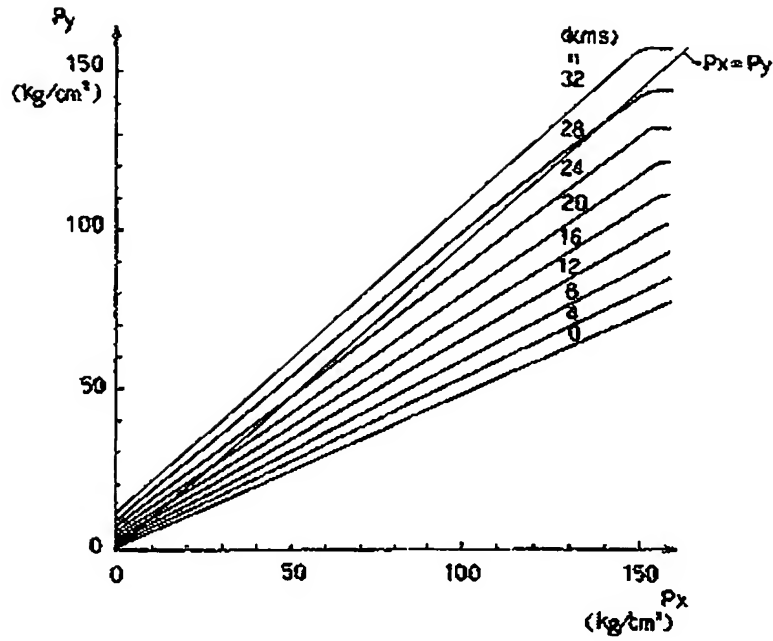
【第2図】



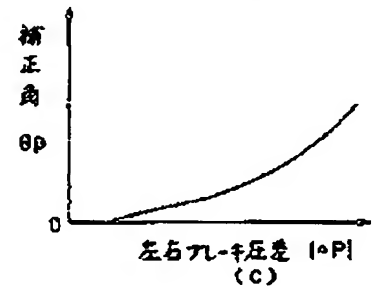
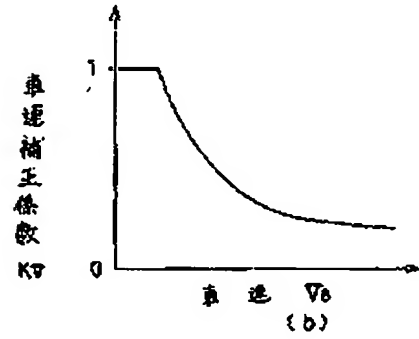
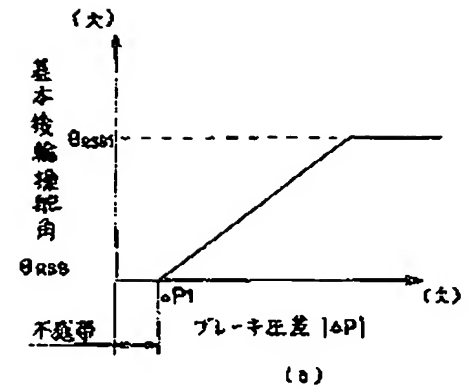
【第3図】



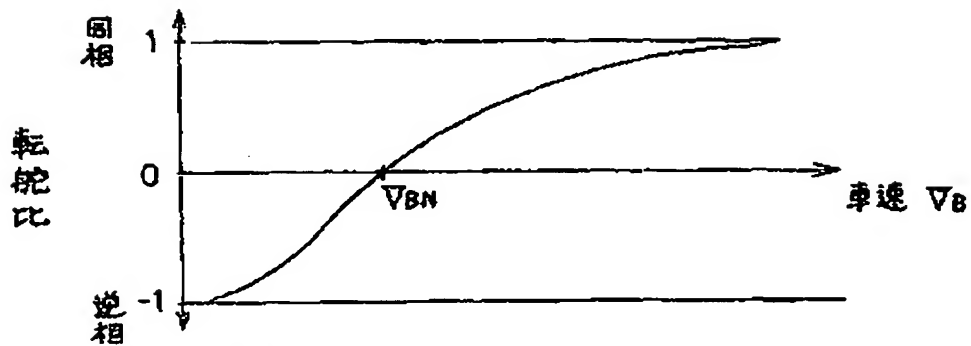
【第4図】



【第8図】

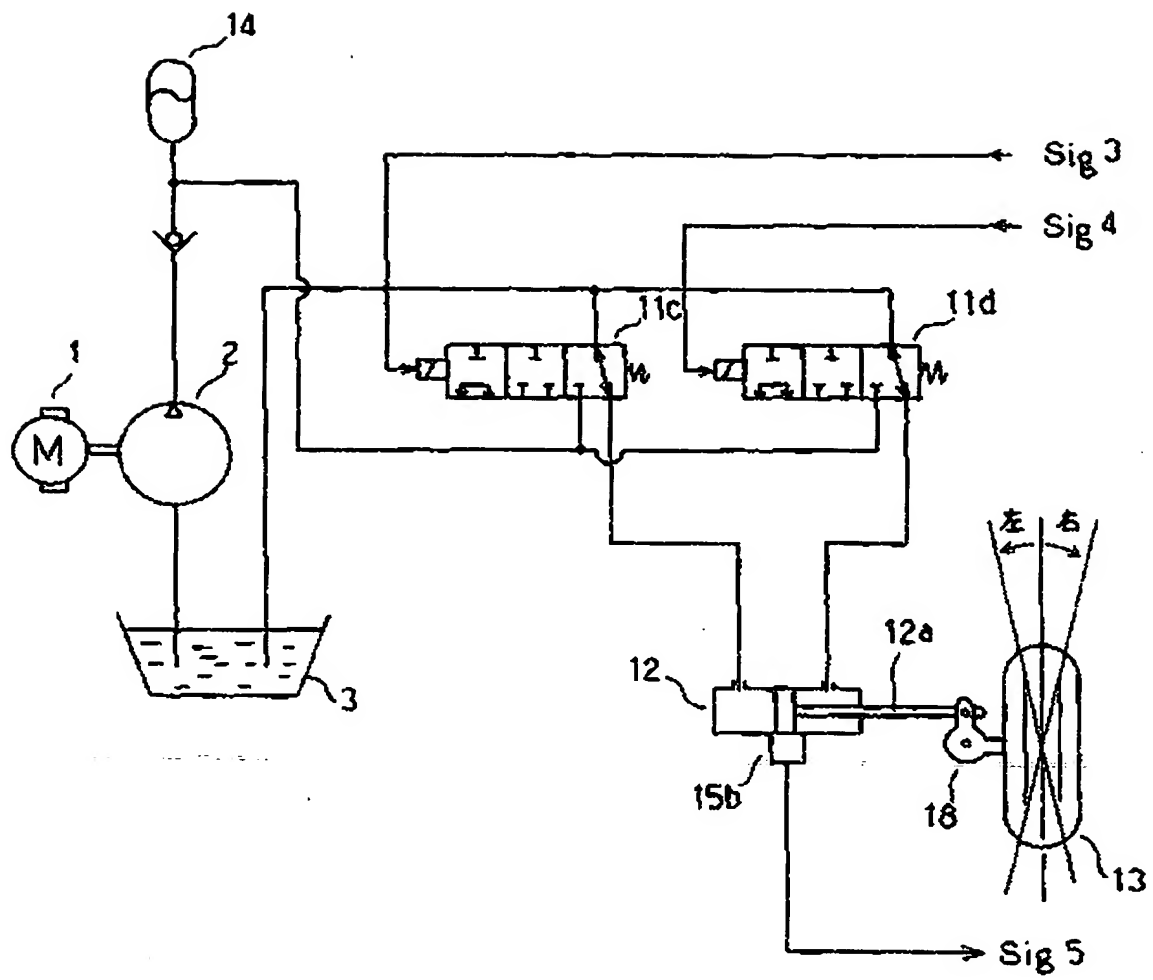


【第10図】

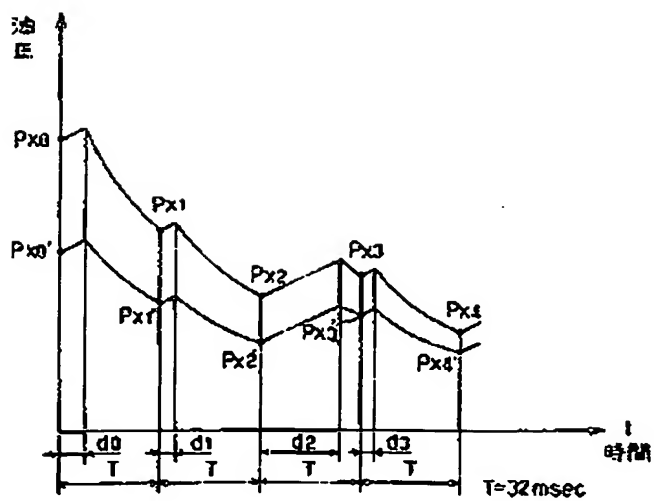


$$\left(\text{転舵比} = \frac{\text{後輪転舵角}}{\text{前輪転舵角}} \right)$$

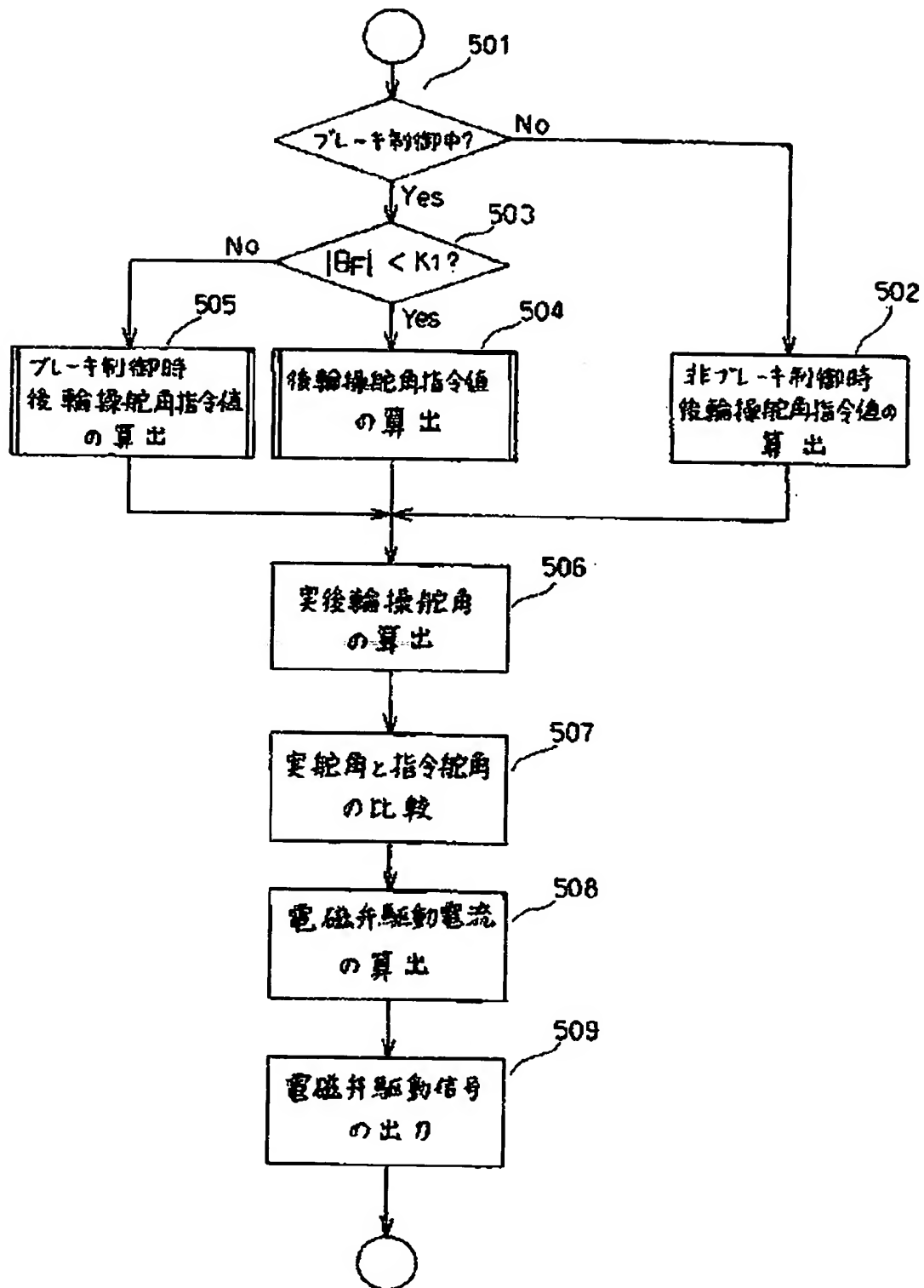
【第5図】



【第12図】

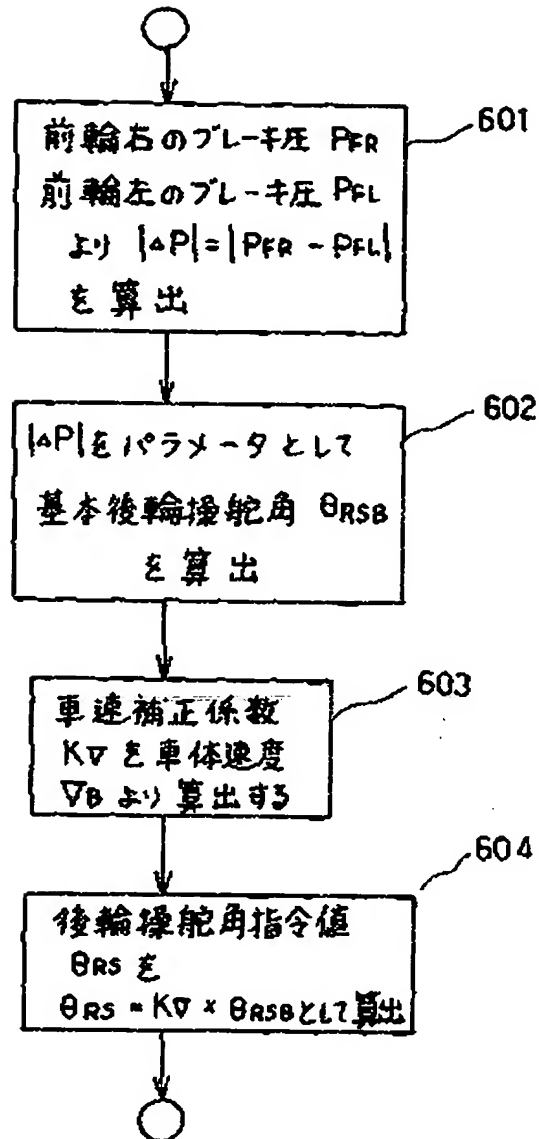


【第6図】

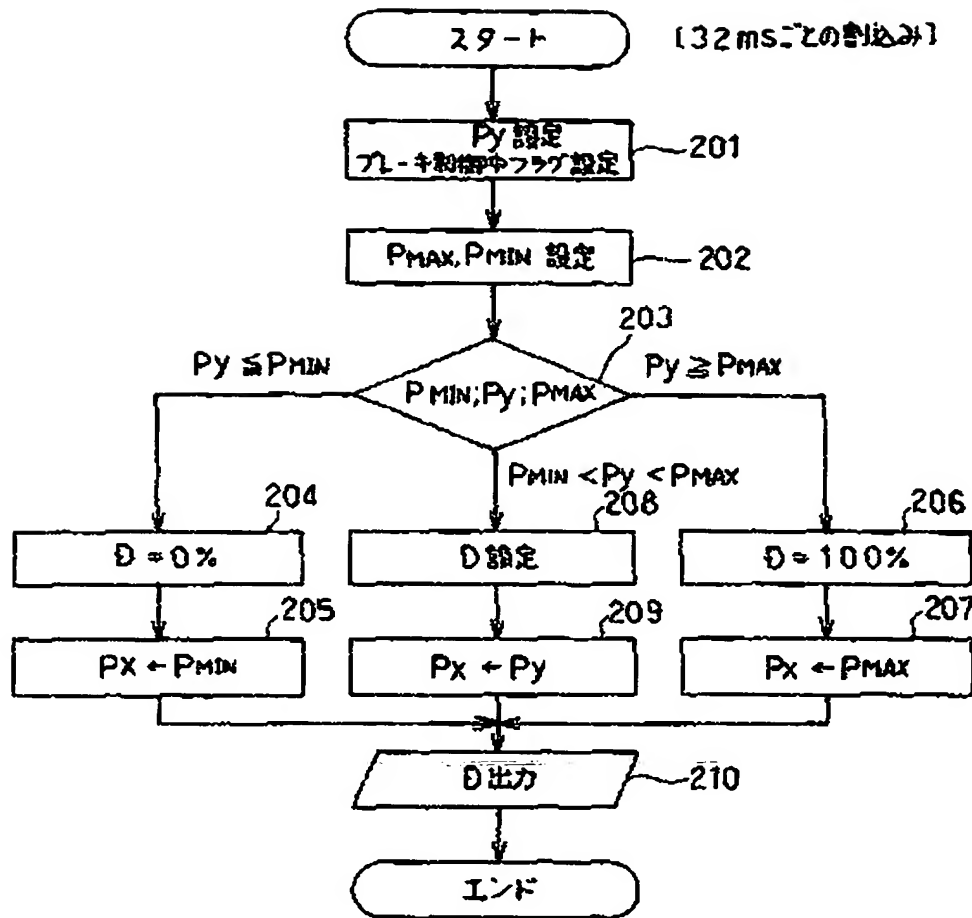


【第7図】

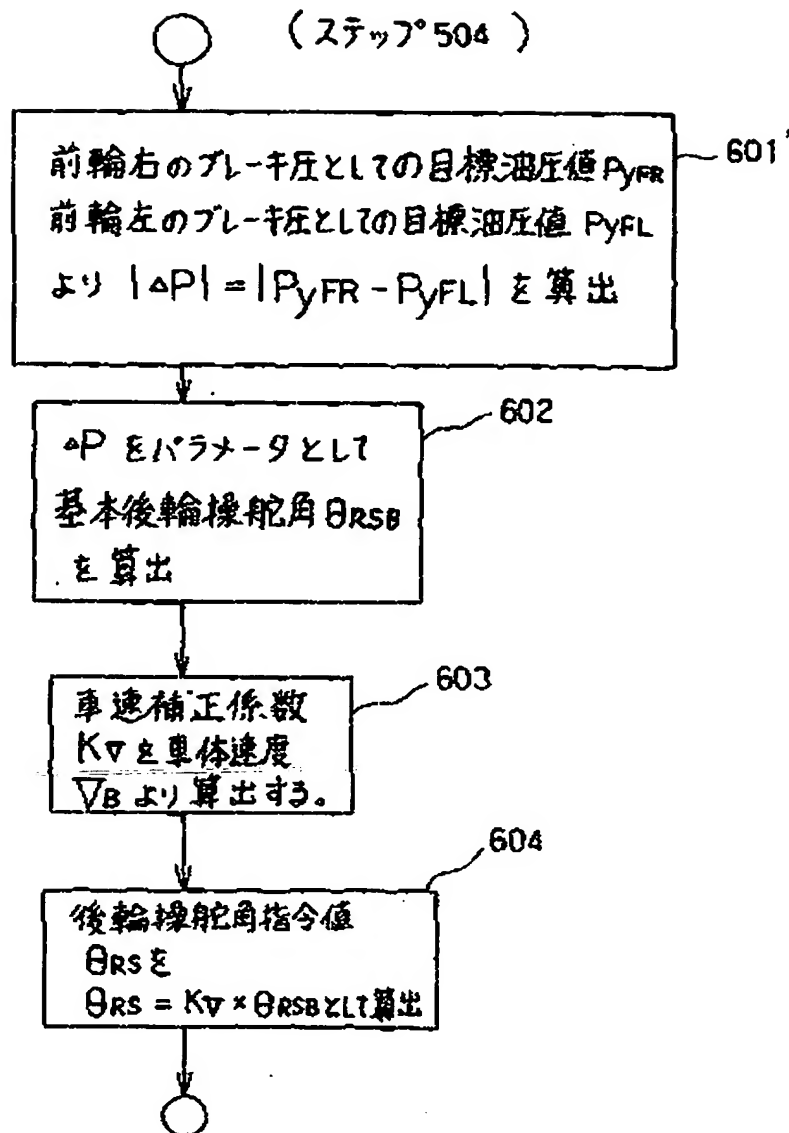
(ステップ 504)



【第11図】



【第13図】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.